



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

## KONSTRUKČNÍ NÁVRH PORTÁLOVÉ CNC FRÉZKY S POSUVNÝM STOLEM

DESIGN OF THE GANTRY CNC MILLING MACHINE WITH SLIDING TABLE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Kolář

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2017



## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. David Kolář**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty  
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Konstrukční návrh portálové CNC frézky s posuvným stolem

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Navrhněte a konstrukčně zpracujte řešení hobby portálové CNC frézky s posuvným stolem. Frézka bude primárně určena k obrábění materiálů na bázi hliníku a lehké obrábění oceli. Pro konstrukci frézky využijte maximum dostupných standardizovaných dílů. Konstrukční řešení optimalizujte vzhledem k dostupným možnostem a technologiím v zájmu realizace stavby stroje.

#### **Cíle diplomové práce:**

- 1) Důkladná analýza problematiky
- 2) Návrh variant řešení
- 3) Konstrukční návrh vybrané varianty - 3D model
- 4) Výpočtová dokumentace
- 5) Výkresová dokumentace vybraných uzlů

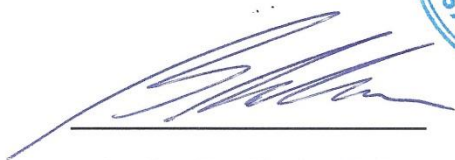
#### **Seznam literatury:**

MAREK, J., NOVOTNÝ, L., SMOLÍK, J., BLECHA, P., BŘEZINA, T., MRKVICA, I., SULITKA, M., UČEŇ, O. (2010): Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM publishing s.r. o, Praha, ISBN: 978-80-254-7980- 3.

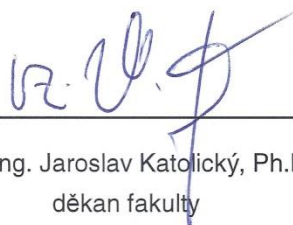
SHIGLEY, J.E., Ch.R. MISCHKE a R.G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. 1. Brno: Naladatelství VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 3. 11. 2016



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá návrhem portálové CNC frézky s posuvným stolem. Obsažen je přehled součástí těchto obráběcích strojů a porovnání variant jejich řešení. Dále je proveden návrhový výpočet servomotorů, kuličkových šroubů a lineárních vedení. Dále je vybrán vhodný software a hardware k řízení stroje. Důležité části stroje jsou analyzovány pomocí metody konečných prvků. Práce dále zahrnuje 3D model stroje, výkresovou dokumentaci a dokumentaci stavby stroje.

## **ABSTRACT**

This master's thesis is focused on design of gantry CNC milling machine with sliding table. Thesis includes the review of components of this machines and comparsion of their options. Servo motors , ball screws and linear guides parameters are calculated. Also the suitable software and hardware for the machine control is chosen. Main parts of the machine were analysed using finite elements method. 3D model, drawings and documentation of machine build are included.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Portálová frézka, CNC frézka, kuličkový šroub, servomotor, krokový motor

## **KEYWORDS**

Gantry milling machine, CNC milling machine, ball screw, servo motor, stepper motor



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOLÁŘ, D. Konstrukční návrh portálové CNC frézky s posuvným stolem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 93 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu, panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za poskytnutí cenných rad a připomínek ke zpracování této diplomové práce.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20.5.2017

.....

Kolář David



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD .....</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>ANALÝZA TRHU .....</b>	<b>17</b>
2.1	Frézka Phoenix .....	18
2.2	Frézka Azamo .....	20
2.3	Frézka Sysel .....	22
2.4	Frézka SVF .....	24
2.5	Frézka HGM 500 .....	26
<b>3</b>	<b>CÍLOVÉ PARAMETRY STROJE.....</b>	<b>28</b>
3.1	Omezující faktory .....	28
3.1.1	Lineární vedení .....	29
3.1.2	Vřeteno frézky .....	29
3.1.3	Technologické možnosti autora .....	30
3.2	Cílové technické parametry a provedení .....	30
<b>4</b>	<b>ANALÝZA KONSTRUKČNÍCH KOMPONENT .....</b>	<b>31</b>
4.1	Frézovací vřetena .....	31
4.2	Vřeteno frézky .....	32
4.2.1	Konstrukční řešení .....	32
4.2.2	Oblast využití vřetene .....	36
4.3	Pohony lineárních os.....	37
4.3.1	Krokové motory.....	37
4.3.2	AC Servomotory .....	41
4.3.3	Ekonomické hledisko .....	42
4.3.4	Volba typu pohonu .....	43
4.4	Návrh pohonů os stroje .....	44
4.4.1	Návrh pohonu osy X.....	44
4.4.2	Návrh pohonu osy Y .....	46
4.4.3	Návrh pohonu osy Z .....	47
4.5	Řídicí systém a jeho periférie .....	50
4.5.1	Vymezení požadavků aplikace .....	50
4.5.2	Řídicí systém stroje .....	51
4.6	Mechanické komponenty lineárních os .....	53
4.6.1	Pohybové šrouby .....	53
4.6.2	Návrh kuličkových šroubů.....	55
4.7	Lineární vedení pracovních os .....	58
4.7.1	Kontrola namáhání lineárních vedení.....	59
4.8	Nosná konstrukce stroje.....	64
4.8.1	Volba materiálu nosné konstrukce .....	65
<b>5</b>	<b>NÁVRH NOSNÉ KONSTRUKCE .....</b>	<b>66</b>
5.1.1	Algoritmus návrhu nosné konstrukce .....	66
5.2	Stůl frézky.....	67
5.2.1	Vliv provedení stolu na jeho tuhost.....	68
5.2.2	Ekonomické a technologické hledisko .....	69
5.2.3	Vyhodnocení a volba varianty .....	70
5.2.4	Optimalizace rozteče vedení.....	71
5.3	Návrh stojanů.....	73

5.3.1	Varianta A - Stojan s kruhovým průřezem.....	73
5.3.2	Varianta B – Stojan se čtvercovým průřezem .....	73
5.3.3	Varianta C – Stojan s HEM profilem .....	74
5.3.4	Porovnání variant .....	74
5.4	Návrh příčniku.....	75
5.5	Návrh saní.....	77
5.6	Návrh vřeteníku .....	78
5.7	Základna stroje .....	79
5.8	Finální provedení nosné konstrukce .....	81
<b>6</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>83</b>
<b>7</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>85</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....</b>	<b>87</b>
8.1	Seznam tabulek.....	87
8.2	Seznam obrázků.....	88
8.3	Seznam symbolů.....	91
<b>9</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH.....</b>	<b>93</b>

# 1 ÚVOD

Frézka je výrobní stroj určený k realizaci třískového obrábění, konkrétně pak nejčastěji frézování, od něhož je název stroje odvozen. Mimo frézování umožňuje provádět například vrtání. Nástrojem při frézování je fréza, konající hlavní řezný pohyb rotací kolem své osy.

Vedlejší pohyb pak může realizovat jak nástroj, tak i obrobek, přičemž se zpravidla jedná o kombinaci obou možností, výjimkou však nejsou ani situace, kdy je obrobek, či naopak nástroj (vyjma své rotace) statický. Charakter vedlejšího pohybu je zpravidla translační ve třech na sebe kolmých osách, eventuálně rozšířený o možnost pohybu v jedné, či dvou rotačních osách. Dle zmíněného kritéria pak lze frézky dělit na tří, čtyř a pětiosé.

Pracovní osy stroje pak mohou být řízeny manuálně (obsluhou), či automaticky. Dlouhodobě se projevující rozmach průmyslové automatizace, spolu s požadavky zákazníků má za následek současný stav trhu, kdy převládá využití automaticky, respektive numericky řízených obráběcích strojů. Ty jsou pak často souhrnně označovány jako „CNC obráběcí stroje“, přičemž zkratka „CNC“ představuje pojem „Computer Numerical Control“, čili v překladu numerické řízení pomocí počítače.

S masovou měrou nasazení průmyslových automatizačních komponent značně roste jejich dostupnost rovněž pro zájemce z poloprofesionální, a rovněž i amatérské oblasti. Díky tomu je zájemcům z těchto řad umožněn jak nákup, tak i vlastní návrh a stavba CNC obráběcích strojů, zpravidla pro zájmové, avšak v některých případech i komerční účely.

Vzhledem k tomu, že většinu strojů nabízených pro dané účely zájmového využití nelze jednoznačně prohlásit za cenově dostupné, lze se stále častěji setkat právě s případy, kdy autor realizuje návrh a stavbu stroje vlastního. On-line komunita, sdružující zájemce o danou problematiku v oblasti České Republiky a Slovenska obsahuje v dané sekci bezmála 550 vláken věnovaných amatérským konstrukcím jejich autory. Přestože nebyla řada strojů dokončena, nebo autor neuvedl informace, z nichž by tak bylo možno usoudit, jedná se pouze o stroje, které byly zveřejněny, což je bezpochyby jen poměrná část všech existujících.

Práce se zabývá analýzou frézovacích strojů a jejich konstrukčních komponent, na kterou plynule navazuje konstrukční návrh vlastního stroje na základě autorem požadovaných parametrů a faktorů, které možnosti v daném směru omezují. Jak je zaneseno v samotném zadání práce, celý proces probíhá s ohledem na předem stanovený cíl, vytvořené konstrukční řešení rovněž realizovat. S ohledem na finanční a časovou náročnost není cílem představit dokončenou realizaci stroje již v závěru práce, je však žádoucí proces započít a představit jej v co možná nejvíce pokročilé fázi.

Z daného rozhodnutí plyne řada omezujících faktorů na možnosti konstrukčního řešení, které je vedeno s cílem dosáhnout v rámci dostupných možností co možná nejlepších užitných vlastností stroje. Lze proto akceptovat řešení, které je vystavěno na jedinečných podmínkách z hlediska dostupnosti užitých komponent a způsobu jejich využití.

Autor práce se o danou oblast obráběcích strojů, respektive průmyslovou automatizaci obecně dlouhodobě zajímal již před samotným vypracováním práce, což vedlo zároveň i k volbě jejího zaměření. V tomto období získal autor řadu příležitostí k výhodnému nákupu vhodných komponent, přičemž u vybraných dílců se následně rozhodl k jejich využití pro stavbu stroje. Tento vliv blíže specifikují „Omezující faktory návrhu“.





## 2 ANALÝZA TRHU

Kapitola je věnována vyhledání, výběru, analýze a hodnocení konstrukčních řešení doposud vyráběných strojů, které jsou svou koncepcí příbuzné stroji, jehož návrhem se tato práce zabývá. Výběr konkrétních příkladů bude zaměřen na „hobby stroje“, jejichž autory jsou přímo jejich uživatelé. Bude se jednat o 5 dle názoru autora nejlepších frézek, prezentovaných v rámci převážně česko-slovenské komunity C-N-C.cz.

Kritérii výběru zde dále rozebíraných frézovacích strojů jsou především identičnost koncepce se zadáním práce (portálová frézka s posuvným stolem, respektive pevným portálem), a dále pak podobnost velikosti pracovního prostoru stroje. Analýza se nebude zabývat zcela typickými představiteli segmentu portálových strojů, jako jsou například produkty výrobců TOS Kuřim, Kovosvit MAS, či Trimill, jelikož se těmito stroji již detailně zabývají jiné akademické práce, a jejich charakteristické parametry lze považovat za značně odlišné od parametrů stroje, jehož návrhem se práce zabývá.

Zaměření na amatérské konstrukce s sebou nese určitá omezení z hlediska hodnotitelných parametrů, jelikož uživatelé zřídka kdy uvádějí například maximální dosažitelné hodnoty posuvových rychlostí a rovněž nedisponují možností provést detailní zkoušky přesnosti stroje. Zato však tyto projekty mnohdy skýtají možnost zjištění konkrétních typů klíčových komponent, jako lineárních vedení, kuličkových šroubů a podobně.

Stroje budou porovnávány z hlediska kvantifikovatelných parametrů, jako jsou instalované výkony pohonů, či velikosti pracovních rozsahů, dále pak rovněž z hlediska účelnosti, technologičnosti a kvality konstrukčního řešení. U amatérských konstrukcí vzniká navíc prostor pro identifikaci konstrukčních nedokonalostí, kterých se autoři dopustili, případně pro návrh zlepšení stávajícího, avšak vyhovujícího řešení.

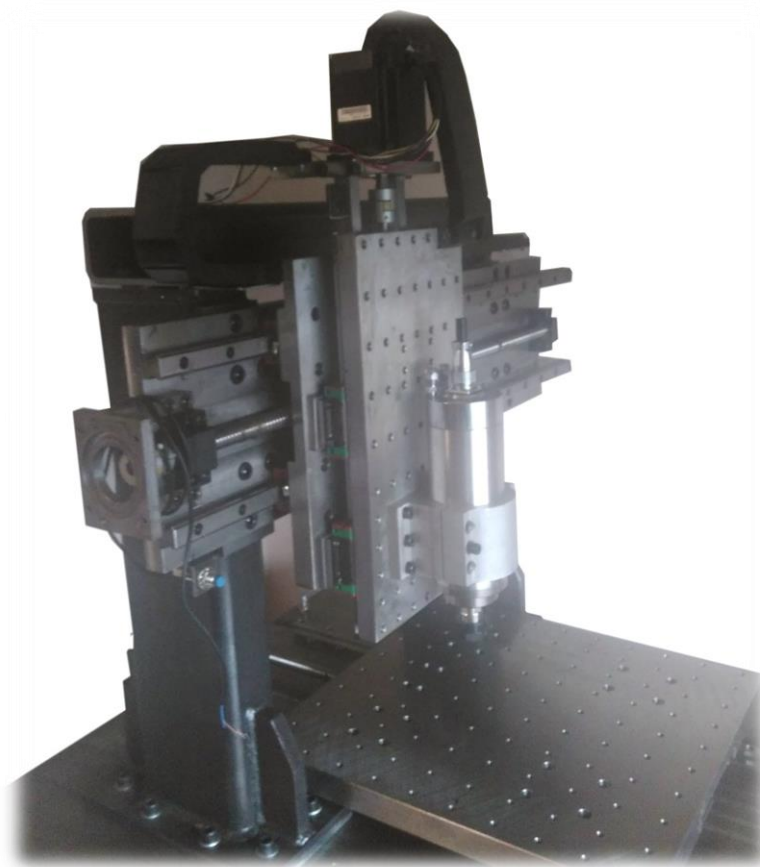
## 2.1 Frézka Phoenix

Jedná se o dosti zdařilou amatérskou frézku, jejíž provedení ilustruje obrázek 1. Její stavbu autor realizoval za účelem obrábění neželezných kovů a dřeva. [1]

Základnu této portálové frézky tvoří litinová průměrná deska o rozměrech  $800 \times 1000$  mm, do níž jsou zafrézovány drážky, jejichž boční plochy utváří referenční hrany pro ustavení lineárních vedení, dále pak dosedací plochy stojanů a uložení kuličkového šroubu osy Y. Ocelový stůl je opatřen sadou závitových otvorů pro upínání obrobků. [1]

Stojany jsou řešeny jako svařence založené na silnostěnném obdélníkovém profilu, který je opatřen přírubou k upevnění na základ a výztuhami. V místě styku stojanu s příčnickem je pak stěna profilu zesílena pásem ploché oceli s ohledem na nutnost opracování, kterému předcházelo žíhání na odstranění vnitřního pnutí. Volné konce stojanů jsou navzájem spojeny dutým obdélníkovým profilem, příčnick je tvořen ocelovou deskou. Smykadlo nesoucí vřeteník je opatřeno pohyblivým profilovým vedením, zatím co vozíky vedení svislé osy jsou upevněny k saním s určitým přesazením, oproti vedení osy X na příčnicku. [1]

Lineární osy využívají jako pohon třífázové krokové motory, řídicí signály pro výkonové stupně motorů jsou generovány na paralelním portu řídicího PC systémem LinuxCNC. [1]



Obr. 1) Frézka Phoenix [1]

Tab 1) Technické parametry frézky Phoenix: [1]

<b>Pracovní rozsah osy X</b>	<b>500 mm</b>
<b>Pracovní rozsah osy Z</b>	470 mm
<b>Pracovní rozsah osy Y</b>	220 mm
<b>Lineární vedení</b>	HIWIN HG20
<b>Pohybové šrouby</b>	HIWIN, válcované
<b>Instalované vřeteno</b>	Vysokootáčkové, 4ISP SPN-2200
<b>Výkon vřetene</b>	2,2 kW
<b>Rozsah otáček vřetene</b>	3000 – 24 000 ot/min
<b>Materiál nosné konstrukce</b>	Ocel, litina
<b>Metoda spojování nosné konstrukce</b>	Šroubovaná, svařovaná
<b>Pohon lineárních os</b>	3F Krokové motory
<b>Řídicí systém</b>	LinuxCNC

#### Kritické hodnocení konstrukce:



- Tuhá, pevná a rozměrově stabilní základna v podobě litinové příměrné desky s vlastním podstavcem
- Lineární vedení jsou ukládána na základě opracovaných referenčních hran, ke kterým jsou navíc dotlačována kombinací šroubu a jehly
- Výhodné řešení pojezdu osy Z využívající pohyblivých kolejnič
- Shora otevřené duté profily stojanů umožňující přidání výplně a tím dodatečné zlepšení tlumení konstrukce



- Příčník tvořený ocelovou deskou bez výztuh a žeber – negativní vliv na celkovou tuhost stroje
- Vzájemné přesazení vozíků osy Y a Z na saních a uložení jednoho páru vozíků na volném konci saní – výhodnější by bylo umožnit montáž valivých hnízd obou os naproti sobě. Toho je možné docílit vhodnou volbou provedení vozíků, či použitím redukčních podložek.
- Poměrně nízká rozteč vozíků vedení osy Z ve svislém směru daná výše zmíněným řešením
- Využití paralelního portu ke generování řídicích signálů má za následek nemožnost využití plného potenciálu instalovaných pohonů a může mít vliv i na spolehlivost stroje

## 2.2 Frézka Azamo

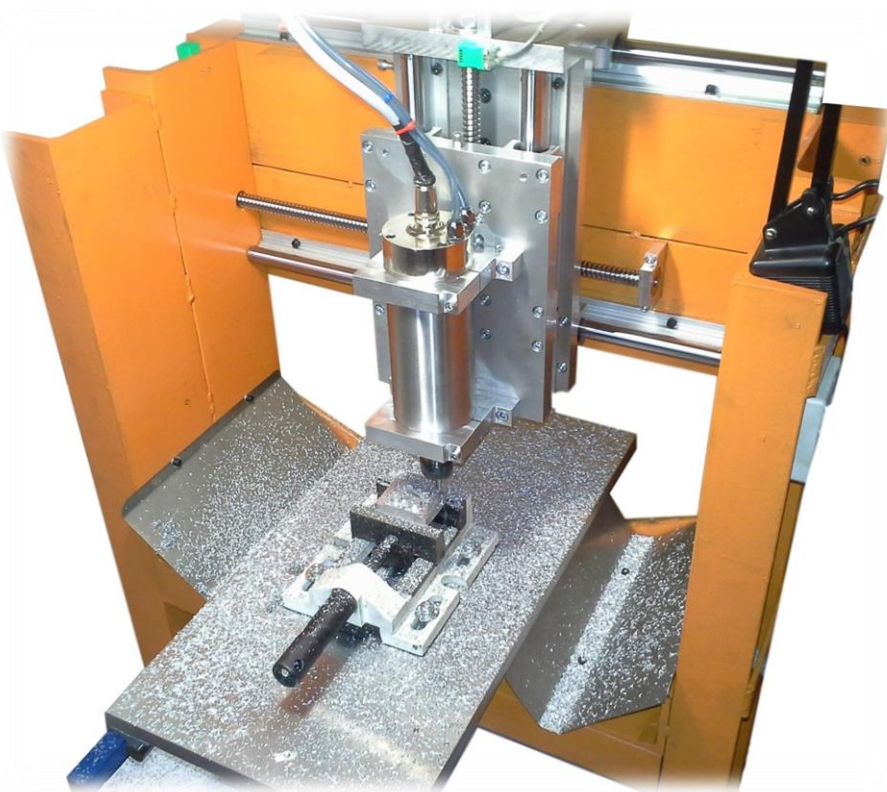
Autor konstrukce prezentuje návrh a následnou realizaci stavby tříosé frézky za poměrně typickým účelem obrábění slitin hliníku a snadno obrobitelných nekovových materiálů. [2]

Konstrukční řešení, viz obr. 2 lze považovat za zajímavé především vzhledem k poměrně atypickému provedení základny stroje. Ta má díky inverznímu uspořádání vodících prvků, kdy jsou valivá hnízda pevně uchycena k základu stroje, zatím co se vodící tyče pohybují společně se stolem poměrně nízké zástavbové rozměry. [2]

Nosná konstrukce stroje je pak tvořena U-profilů, které jsou v párech vzájemně svařeny a vzniklé podskupiny (základna, stojany, příčnick) jsou následně vzájemně zkompletovány s využitím šroubových spojů dovolujících seřízení geometrie stroje. [2]

Namísto obvyklých profilových lineárních vedení autor využívá takzvaných podepřených vodících tyčí, díky čemuž sice redukuje náklady, bohužel však na úkor tuhosti pohyblivých spojení jednotlivých uzlů konstrukce. Převod rotačního na translační pohyb pak zajišťují válcované kuličkové šrouby, zde je zajímavostí letmo uložený šroub osy Z. [2]

V rámci dalšího vývoje autor rozšířil stroj o systém automatické výměny nástroje vyráběný firmou USOVO jako nastavbu k běžně užívaným vysokootáčkovým vřetenům. Systém tak nahrazuje původní upínací kleštinu za rozhraní s upínacím kuzelem SK15 v kombinaci s pneumatickým mechanismem vyvozujícím upínací sílu 200N. [2]



Obr. 2) Frézka Azamo [2]

Tab 2) Technické parametry frézky Azamo: [2]

Pracovní rozsah osy X	300 mm
Pracovní rozsah osy Z	400 mm
Pracovní rozsah osy Y	120 mm
Lineární vedení	Podepřené tyče, SBR-20
Pohybové šrouby	1605, válcované
Instalované vřeteno	Vysokootáčkové, 4ISP SPN-1500
Výkon vřetene	1,5 kW
Rozsah otáček vřetene	3000 – 24 000 ot/min
Materiál nosné konstrukce	Ocel, hliník
Metoda spojování nosné konstrukce	Šroubovaná, svařovaná
Pohon lineárních os	2F Krokové motory
Řídicí systém	MACH3

#### Kritické hodnocení konstrukce:



- Kompaktní a relativně jednoduchá nosná konstrukce, atypičnost řešení díky kreativitě autora
- Částečně krytované vedení stolu chráněné proti vnikání třísek a nečistot
- Systém automatické výměny nástrojů – poměrně atypický prvek v případě amatérských konstrukcí (přestože se jedná o nakupovaný systém)
- Vhodná kombinace svařované a šroubované konstrukce s ohledem na možnost seřízení geometrie os



- Snížení celkové tuhosti vlivem použití podepřených tyčí jakožto lineárního vedení všech os stroje
- Použití hliníku jako materiálu upínací desky stolu – vyšší pravděpodobnost poškození povrchu stolu vzhledem k nižší tvrdosti s běžně užívanými litinami, či oceli
- Relativně nízká tloušťka upínací desky (20mm) s ohledem na použitý materiál desky a cílové využití stroje
- Umístění lineárních vedení osy Y ve dvou různých rovinách přináší komplikovanější opracování a obtížnější ustavení vedení.

## 2.3 Frézka Sysel

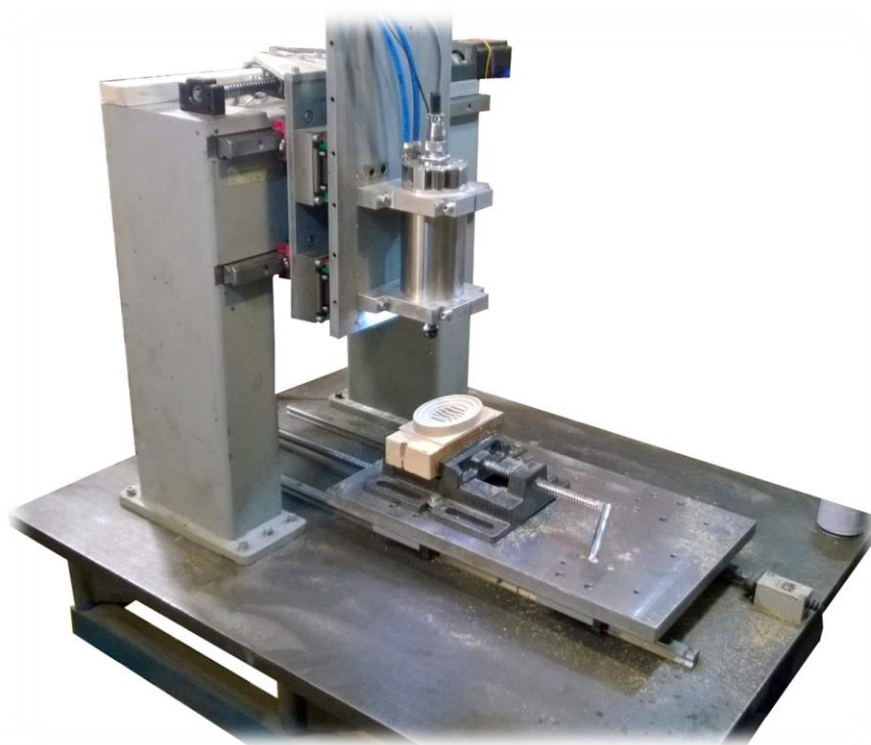
Motivací ke stavbě CNC frézky byla dle slov autora potřeba gravírování a frézování neželezných kovů při výrobě dekorativních předmětů. S ohledem na tuhost a s ní spojenou odolnost konstrukce vůči vibracím, které do značné míry souvisí s výslednou kvalitou povrchu autor shledal jako vhodnou právě koncepci stroje s posuvným stolem. [3]

Základ stroje tvoří litinová průměrná deska, jejíž svrchní (funkční) plocha byla před použitím nově opracována. Současně s touto operací proběhlo rovněž vrtání přípojovacích otvorů pro vedení, uložení kuličkového šroubu osy Y a stojany portálu. Nebyly však zafrézovány drážky, které by tvořily referenční hrany k ustavení lineárního vedení. [3]

Portál stroje je zde, jak ukazuje obr. 3, nerozebíratelný, stojany a příčník, které jsou tvořeny silnostěnným obdélníkovým profilem jsou svařeny a žíhány k odstranění vzniklého pnutí. Dutiny portálu jsou vyplněny blíž nespecifikovanou směsí betonu s plastifikátorem. Atypické je umístění kuličkového šroubu na horní straně portálu, což sice komplikuje jeho opracování, zato se však snižuje vzdálenost saní a příčníku, čímž roste tuhost konstrukce. [3]

Pohon os zajišťují válcované kuličkové šrouby výrobce TBI Motion Technology, které jsou na volném konci uloženy radiálně. Na protějších koncích šroubů stojí za povšimnutí ložiskové jednotky integrující radiální a axiální uložení spolu s přírubou pro krokový motor řady NEMA 23 a meziprostorem pro umístění bezvůlové spojky. [3]

Stroj je řízen systémem Gracos Armote s hardwarovým interpolátorem GVE64-125. Ten pak dle instrukcí řídicího systému generuje signály, jimiž jsou řízeny výkonové stupně pro zde instalované 3-fázové krokové motory. [3]



Obr. 3) Frézka Sysel [3]



Tab 3) Technické parametry frézky Sysel: [3]

Pracovní rozsah osy X	350 mm
Pracovní rozsah osy Z	500 mm
Pracovní rozsah osy Y	120 mm
Lineární vedení	Hiwin HGW20, HGW25
Pohybové šrouby	TBI Motion, 1605, válcované
Instalované vřeteno	Vysokootáčkové, 4ISP SPN-1500
Výkon vřetene	1,5 kW
Rozsah otáček vřetene	3000 – 24 000 ot/min
Materiál nosné konstrukce	Ocel, litina
Metoda spojování nosné konstrukce	Šroubovaná, svařovaná
Pohon lineárních os	3F Krokové motory
Řídicí systém	Gravos Armote

### Kritické hodnocení konstrukce:



- Tuhá, pevná a rozměrově stabilní základna v podobě průměrné desky
- Výhodné umístění pohybového šroubu osy X zvyšující její tuhost prostřednictvím snížení vzdálenosti saní a příčnicku
- Výplň dutin stojanů a příčnicku zvyšující celkové tlumení konstrukce
- Jednoduše a účelně navržený portál, který díky celistvosti stojanů s příčnickem vyžaduje méně náročné opracování
- Díky hardwarovému interpolátoru může stroj plně využít potenciálu 3F krokových motorů, případně je připraven k přechodu na servopohony



- Kolejnice lineárního vedení osy Y postrádají drážky a jsou tedy uloženy nesprávně – bez referenčních hran, které by zajistily jejich ustavení.
- Vozíky lineárního vedení os X a Z jsou vůči sobě přesazeny, jeden pár vozíků je proto uložen nevýhodně, na volném konci saní.
- Autor používá redukční podložky pod vozíky osy Z, aby vytvořil průchod pro ložiskové jednotky osy Z. Při vhodnějším provedení redukce by mohly vozíky os X a Z ležet naproti sobě, čímž by vzrostla tuhost daného uzlu a zvýšila se světlost pod saněmi. Případně by pak bylo možno zkrátit stojany a dále zvýšit tuhost.
- Vřeteník je řešen jako relativně tenká a dlouhá deska bez bočnic, či žebrování, což může limitovat tuhost jinak solidní konstrukce.

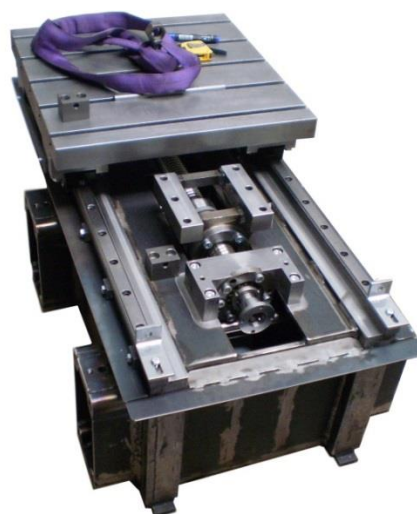
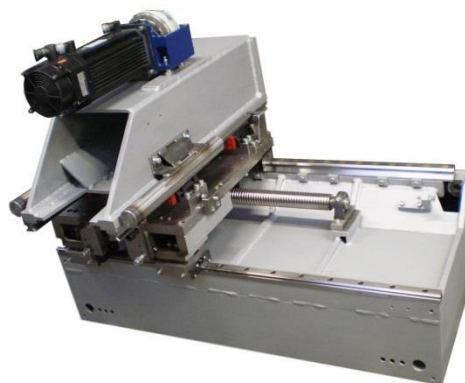
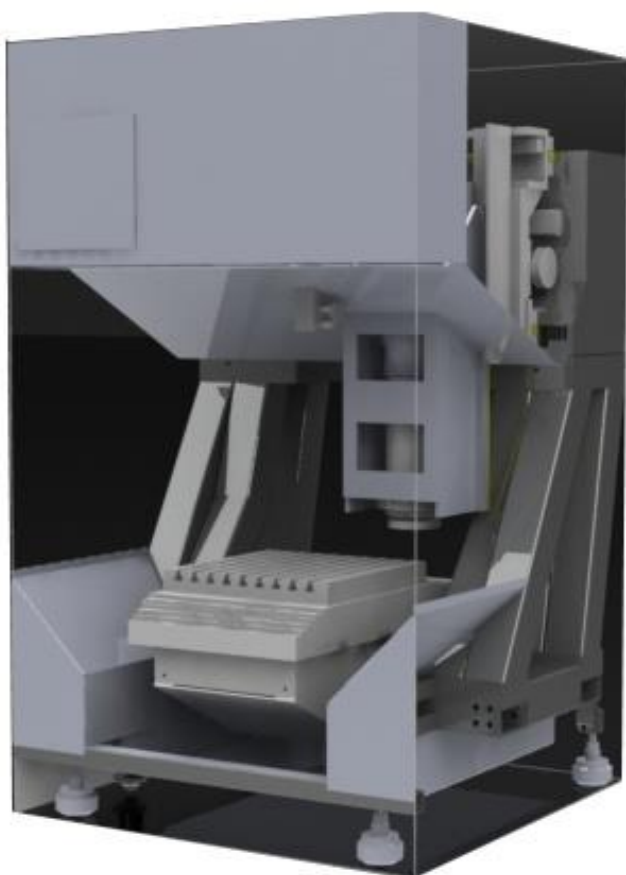
## 2.4 Frézka SVF

Stroj nazvaný „SVF“ představuje tříosou portálovou frézku, jejíž produkční potenciál nemá mezi ostatními v tuzemsku zveřejněnými projekty obdobu. Výjimku mohou představovat stroje využívající nosnou konstrukci na bázi polymerbetonu, ta je však často nakupována jako hotový díl od příslušných dodavatelů (např. Müller CNC Technik). [4]

Rám stroje se sestává ze základny, stojanů a příčnicku, které jsou tvořeny samostatnými svařenci. Neobvyklé je řešení dělicí roviny základny a stojanů, která je zde svislá. Za poněkud překvapivou lze považovat skutečnost, že dle vyjádření autora nebyly svařence před obrobem žíhány ke snížení vnitřního pnutí. K upínání obrobků slouží ocelový stůl opatřený polem T-drážek. Na stroji je provedeno kompletní krytování jak vedení a pohonů, tak i pracovního prostoru stroje, viz obr. 4. [4]

Lineární osy jsou uloženy na profilových valivých vedeních, jejich pohon je zajištěn pomocí broušených kuličkových šroubů. Každá ze tří os je osazena AC servopohonem, stejně tak i pracovní vřeteno. To pak navíc zahrnuje mechanismus upínání nástroje, jehož výměna díky tomu probíhá automaticky v interakci s diskovým zásobníkem nástrojů. [4]

Volné místo nad pracovním prostorem pak autor využil k umístění rozvaděče, v němž se nachází výkonové stupně instalovaných servopohonů a komponenty řídicího systému, který je alespoň po stránce SW rovněž dílem autora stroje. [4]



Obr. 4) Frézka SVF [4]



Tab 4) Technické parametry frézky SVF: [4]

Pracovní rozsah osy X	530 mm
Pracovní rozsah osy Z	530 mm
Pracovní rozsah osy Y	380 mm
Lineární vedení	Valivé – s kuličkami
Pohybové šrouby	Kuličkové, broušené
Instalované vřeteno	Vlastní konstrukce s AC servomotorem
Výkon vřetene	3,0 kW
Rozsah otáček vřetene	700 – 3000 ot/min
Materiál nosné konstrukce	Ocel
Metoda spojování nosné konstrukce	Šroubovaná, svařovaná
Pohon lineárních os	AC Servopohony
Řídicí systém	Vlastní

#### Kritické hodnocení konstrukce:



- Tuhá a stabilní nosná konstrukce, díky které se frézka svými užitnými vlastnostmi může přiblížit, či rovnat i produkčním strojům
- Systém automatické výměny nástrojů, využití zásobníku odděleného od pracovního prostoru stroje – ochrana uložených nástrojů proti třískám
- Kompletní krytování jak funkčních částí, tak i pracovního prostoru, ze kterého tak nemohou během obrábění unikát nečistoty, či třísky
- Umístění elektrického rozvaděče, které nezvyšuje zástavbové rozměry stroje a je dobře přístupný
- Stůl opatřený T-drážkami, namísto u amatérských konstrukcí obvyklých závitových otvorů, které poskytují nižší komfort upínání



- Komplikovaná svařovaná konstrukce, u níž nebylo provedeno žíhání v sobě nese vnitřní pnutí, které může ohrozit její dlouhodobou rozměrovou stabilitu, a tím i přesnost stroje
- Poměrně subtilní profily spojující základ stroje přes pružné elementy s podlahou (na což však sám autor upozorňuje, a na úpravě řešení pracuje)
- Krytování po obou stranách stolu dosti zmenšuje pracovní prostor, který se tak s ohledem na nezanedbatelnou produktivitu stroje může rychle plnit třískami. S ohledem na jinak vysokou úroveň zpracování stroje na poměry amatérských konstrukcí mohl autor zvážit instalaci vynašečů třísek.

## 2.5 Frézka HGM 500

Stroj byl dle slov autora zkonstruován za účelem tří a čtyřsého obrábění dílců ze slitin hliníku především v oblasti leteckého modelářství. Motivací ke stavbě vlastního stroje pak byla především nedostupnost komerčně nabízeného řešení v přijatelné cenové relaci. [5]

Nosnou konstrukci tvoří odlitek na bázi polymerbetonu, jedná se o hotový výrobek dodávaný firmou Müller CNC Technik. Rám stroje je následně osazen komponentami dle volby autora a vestavěn do uzavřeného boxu. Použity byly lineární valivé vedení Hiwin řady 25, a broušené kuličkové šrouby výrobce KSK Kuřim v toleranci IT1. [5]

Instalované vřeteno značky Teknomotor disponuje nástrojovým rozhraním ISO30 a automatickým upínačem nástrojů. V pracovním prostoru stroje se pak nachází řadový zásobník o kapacitě 5 nástrojů vybavený pneumaticky odklápěným krytem proti třískám. Hmotnost vřeteníku je kompenzována dvojicí pneumatických válců spojených s větrníkem. K nástroji je přivedena procesní kapalina, přepínat lze mezi lihem a emulzí. [5]

Stroj disponuje kompletním zakrytím, osa X je opatřena krycím měchem, na ose Y je použita hliníková roleta. Vnější krytování je vystavěno na masivní svařované konstrukci, na níž je následně upevněn polymerbetonový rám stroje (obr. 5). [5]

Čtvrtá (rotační) osa představuje po mechanické stránce samostatný modul, který se v případě potřeby instaluje přímo na stůl. Ten je zde dvoudílný, kdy základem je 40mm hliníková deska, na které je další 20mm deska s T-drážkami. Tu tedy lze v případě poškození či opotřebení vyměnit. [5]

Numerické řízení zajišťuje ŘS Armote dodávaný firmou Gravos spolu s HW interpolátorem GVE114. Lineární osy jsou osazeny 750W servomotory Adtech. [5]



Obr. 5) Frézka HGM 500 [5]

Tab 5) Technické parametry frézky HGM 500: [5]

Pracovní rozsah osy X	400 mm
Pracovní rozsah osy Z	500 mm
Pracovní rozsah osy Y	250 mm
Lineární vedení	HIWIN 25
Pohybové šrouby	Kuličkové, broušené, KSK Kuřim, IT1
Instalované vřeteno	Teknomotor, ISO30
Výkon vřetene	3,8 kW
Rozsah otáček vřetene	2 500 – 24 000 ot/min
Materiál nosné konstrukce	Polymerbeton
Metoda spojování nosné konstrukce	Nedělená konstrukce – odlitek
Pohon lineárních os	AC Servopohony Adtech 750W
Řídicí systém	Gravos Armote

#### Kritické hodnocení konstrukce:



- Nosná konstrukce na bázi polymerbetonu schopná velmi dobře tlumit vibrace vznikající během obrábění.
- Použití vysoce přesných broušených kuličkových šroubů a z něho plynoucí přesnost polohování.
- Kompletní zakrytování funkčních částí stroje a pracovního prostoru.
- Pneumatické vyvažování tíhy smykadla, které pozitivně ovlivňuje dynamické vlastnosti osy Z a snižuje namáhání kuličkového šroubu.
- Dvoudílný stůl, jehož svrchní část lze v případě potřeby odejmout a vyměnit bez nutnosti měnit při opotřebení, či poškození celý stůl.



- Stacionární zásobník nástrojů umístěný v pracovním prostoru stroje. Pro jeho obsluhu musí být vyhrazena určitá část pracovního rozsahu osy Y.
- Použití slitiny hliníku jako materiálu stolu – nebezpečí jeho snadného poškození, či rychlého opotřebení vlivem nízké tvrdosti.

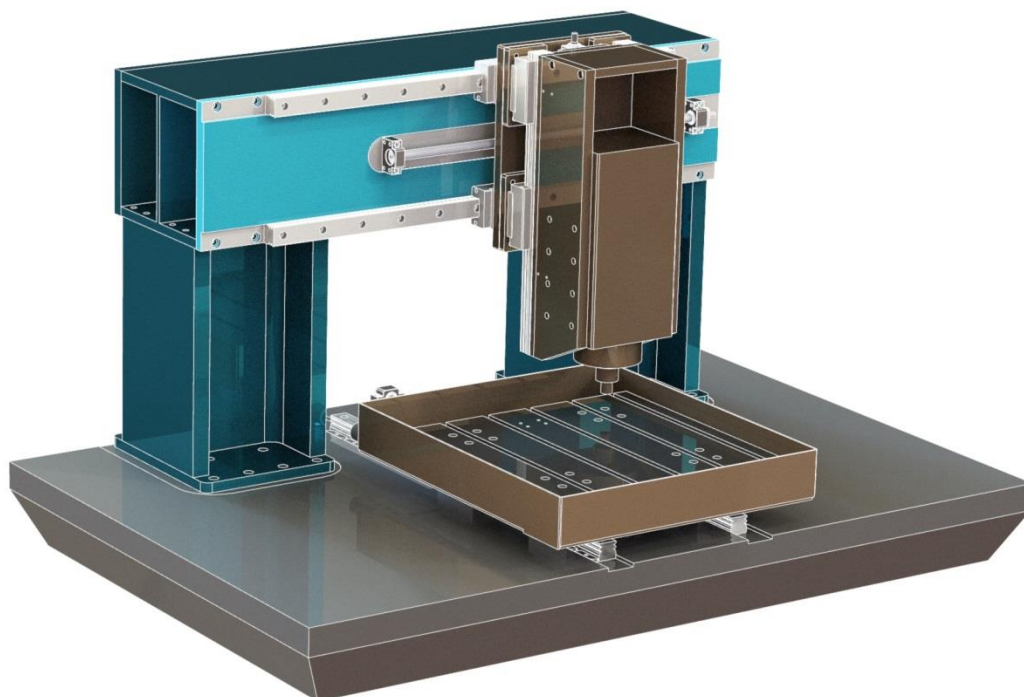
### 3 CÍLOVÉ PARAMETRY STROJE

Před započítím samotného konstrukčního návrhu portálové frézky je třeba vymezit jeho cíle. Kvantifikovatelné parametry stroje mohou být dány povoleným intervalem, či přímo cílovou hodnotou. Vlastnosti a dílčí cíle, které nelze takto popsat jsou pak vhodně zobecněny ve vztahu k celé konstrukci, nebo popsány a zdůvodněny v konkrétních případech.

Frézka je konstruována výhradně pro účely autora návrhu, nemá se tedy jednat o produkční zařízení nasazené v průmyslové výrobě. Zařízení nebude provozováno nikým jiným, nežli autorem. Dané omezení souvisí především s krytváním stroje a dále s veškerými bezpečnostními prvky, jelikož se jimi práce nebude zabývat.

Zadání specifikuje užití frézky k obrábění slitin hliníku včetně hrubování a dokončovacímu obrábění oceli. Pro obě tyto situace je tedy dále navržen pracovní cyklus s odpovídajícími parametry volenými s ohledem na dostupný výkon vřetene.

Konceptuální podobu konstrukce stroje, jehož návrhem se práce zabývá, představuje obrázek 6:



Obr. 6) Koncept navrhované portálové frézky

#### 3.1 Omezující faktory

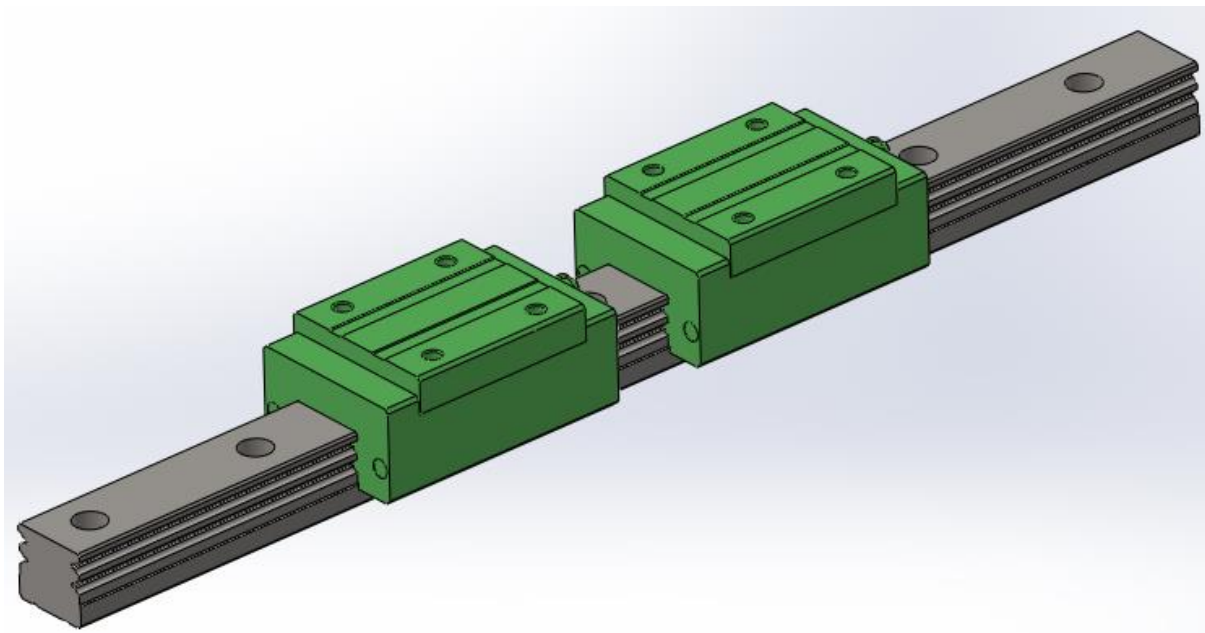
Návrh je prováděn s cílem jeho realizace. Jedná se o vlastní iniciativu autora, samotná realizace není proto součástí zadání práce s ohledem na svoji časovou a finanční náročnost. Cílem je však započít realizaci již během zpracování návrhu a představit dílčí výsledky. Stroj vznikne pouze v jednom exempláři a nebude tedy prodáván na volném trhu.

S tím souvisí určitá specifika dané konstrukce, kdy lze použít komponenty autorem získané za jedinečných podmínek, a tím přispět ke zvýšení užitné hodnoty stroje, případně snížení nákladů. Autor práce se již před jejím zpracováním dlouhodobě zajímal o danou tematiku, existující stroje v daném segmentu a dostupné komponenty. V tomto období byla

rovněž zakoupena řada strojních dílců a polotovarů, přičemž některé z nich byly následně shledány jako vhodné k využití v návrhu a stavbě stroje. Konkrétně se jedná o lineární vedení a vřeteno stroje. Daná opatření však vnášejí do návrhu určitá omezení, které je třeba blíže popsat.

### 3.1.1 Lineární vedení

Autor má k dispozici tři sady lineárních vedení NSK LY35 (obr. 7) zakoupené za výhodných podmínek z nevyužitých skladových zásob. Každá sada obsahuje dvě profilová vedení o délce 840 mm a čtyři vozíky v provedení se středním stupněm předeprnutí, komplet tedy umožňuje realizovat tři pracovní osy stroje, což odpovídá cílům práce. Vedení jsou vybavena sčerači se zvýšenou odolností vůči vnikání nečistot, což je výhodné s ohledem na to, že bude stoj, stejně jako většina jeho ekvivalentů proveden bez krytování. S ohledem na jeho využití je přijatelné provádět pravidelně čištění vedení po obrábění, a tím předejít jeho poškození. Žádoucí je využít dostupné vodící profily optimálně v plné délce, což bude splněno v případě os X a Y, ve svislé ose Z je pak předpokladem zkrácení profilu na vhodnou délku dle požadavků konstrukce. Autor od počátku návrhu předpokládá, že vedení bude patrně předimenzováno, což však vlastnosti stroje nijak negativně neovlivní, daný stav bude výpočetně ověřen.



Obr. 7) Lineární vedení pro stavbu stroje – 3D Model

### 3.1.2 Vřeteno frézky

Samotnému započatí práce předcházela analýza trhu, jejímž výsledkem však bylo zjištění poměrně problematické dostupnosti dostatečně dimenzovaného vřetene v přijatelné cenové hladině. V období, kdy byla realizace návrhu a stavby stroje zvažována získal autor možnost zakoupit elektrovřeteno, které je výrobkem firmy Elte. Značně výhodné podmínky z hlediska nákladnosti jeho pořízení jsou vykoupeny skutečností, že se primárně nejedná o frézovací vřeteno, ačkoliv je daný dodavatel ve značně příbuzné produktové řadě dodává. Aby bylo umožněno jeho využití k požadovanému účelu, je třeba provést konstrukční úpravy, jimiž se dále zabývá samostatná kapitola práce, věnovaná vřetenu stroje.

### 3.1.3 Technologické možnosti autora

K rozhodnutí provést nejen konstrukční návrh stroje, ale i realizaci jeho stavby vedla autora mimo jiné do značné míry i dostupnost konvenčních obráběcích strojů. Tato skutečnost do značné míry redukuje potřebné náklady, je však proto žádoucí provést konstrukční návrh s ohledem na dostupné možnosti a ty tedy v co možná nejvyšší míře využít.

Z dostupných strojů je nejvyšším přínosem, a současně zásadním limitem horizontální stolová vyvrtávačka TOS WH-63. Její otočný stůl má rozměry 800 × 800 mm, pracovní rozsah příčného posuvu je 1000 mm a pracovní rozsah svislého posuvu vřeteníku je 710 mm. Je-li vřeteník opatřen vertikální frézovací hlavou, která je rovněž k dispozici, rozsah svislé osy se dále redukuje. S ohledem na technologickou náročnost je nutno umožnit opracování ploch, které jsou z hlediska přesnosti nejnáročnější (což jsou plochy pro lineární vedení, kuličkové šrouby a místa spojení jednotlivých prvků nosné konstrukce) na jedno upnutí, nebo nanejvýše s jedním přeupínáním.

Rovněž je žádoucí řešit nosnou konstrukci tak, aby byla co možná nejvíce rozebíratelná a většinu dílců bylo možno transportovat na standardní paletě o rozměrech půdorysu 1200 × 800 mm. Klíčové operace, jako jsou frézování rozměrných dílců, rovinné broušení a kompletace stroje probíhají na odlišných místech, a části stroje je proto třeba často převážet i s ohledem na skutečnost, že je s ohledem na omezené možnosti skladování v blízkosti obráběcích strojů nelze přesouvat hromadně.

## 3.2 Cílové technické parametry a provedení

Na základě uvedených omezení a požadavků autora na vlastnosti stroje jsou následně formulovány základní požadované parametry navrhovaného stroje uvedené v tab.6.

Tab 6) Cílové parametry stroje

Pracovní rozsah osy X	450 mm
Pracovní rozsah osy Y	500 mm
Pracovní rozsah osy Z	200 mm
Šířka upínacího stolu (osa Y)	520 mm
Délka upínacího stolu (osa X)	470 mm
Maximální povolená hmotnost obrobku	100 Kg
Přesnost polohování pracovních os	0,05 mm
Maximální posuvová rychlost	10 m/min
Maximální otáčky vřetene (minimálně)	6000 ot/min
Nástrojové rozhraní	Kleština ER32
Maximální průměr stopky nástroje	20 mm

Maximální hmotnost obrobku je volena s ohledem na možnosti manipulace v dílně bez jeřábu, přičemž definovaná hodnota účelům autora plně dostačuje.



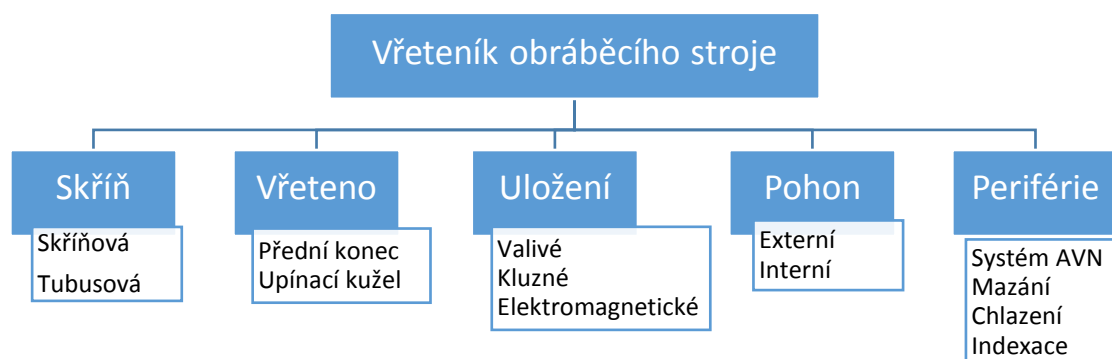
## 4 ANALÝZA KONSTRUKČNÍCH KOMPONENT

### 4.1 Frézovací vřetena

Vřeteno je součástí, která do značné míry ovlivňuje produktivitu, pracovní přesnost a rozsah využití frézovacího stroje z hlediska použitelných nástrojů a obrobitelných materiálů.

Limitujícími faktory jsou zde pracovní rozsah otáček, který určuje ve vztahu k průměru nástroje nejvyšší dosažitelnou hodnotu řezné rychlosti. Dále pak charakteristika vyjadřující rozložení dostupného kroutícího momentu, resp. výkonu v rámci rozsahu pracovních otáček. Spolu s nejvyšší dovolenou hodnotou zatížení uložení vřetene tento faktor udává maximální šířku řezu, s níž úzce souvisí produktivita stroje. Přesnost práce stroje, na níž je následně závislá kvalita povrchu obrobku, jeho rozměrová a tvarová přesnost je ovlivňována dynamickou tuhostí systému vřeteno-uložení, tlumením, přesností rotačního pohybu nástroje atd. [6]

Z hlediska morfologie pak lze na vřeteník nahlížet jako na soustavu dle obr. 8.



Obr. 8) Morfologie vřeteníku [6]

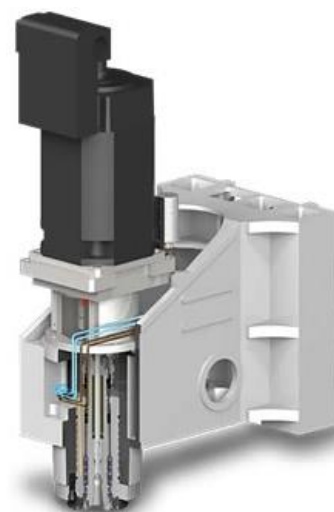
Z hlediska koncepčního je pak vřeteník frézovacího stroje často realizován jedním, z následujících uspořádání. Je-li rotor hnacího elektromotoru zároveň pracovním hřídelem vřetene, hovoříme o elektrovřetenu (obr.10), jehož alternativou je užití externího pohonu s vloženým převodem (obr.9), či přímým spojením s pracovním vřetenem (obr.11).



Obr. 9) Externí pohon s převodem [7]



Obr. 10) Elektrovřeteno [7]



Obr. 11) Externí pohon přímý [7]

## 4.2 Vřeteno frézky

Jak bylo již zmíněno v kapitole 4, tak cenová nedostupnost vhodného vřetene v kombinaci s možností výhodného zakoupení dále zmiňovaného elektrovřetene vedla autora k rozhodnutí, použít konstrukční řešení založené na modifikaci příbuzného výrobku.

### 4.2.1 Konstrukční řešení

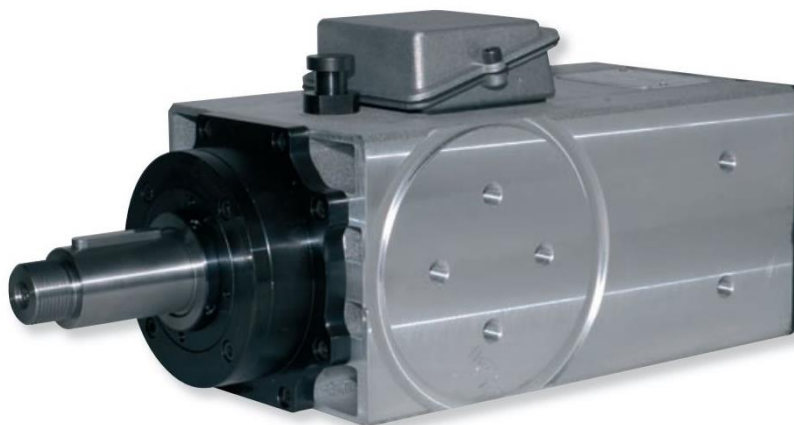
Zakoupeno bylo nepoužité vřeteno, které je produktem firmy Elte, řady „PE6-Squaring“, což je provedení konstrukčně založené na příbuzné řadě frézovacích vřeten s označením „TMPE-6“. Technické parametry vřetene uvádí tab.8.

Tab 7) Technické parametry vřetene [8]

<b>Označení dle výrobce:</b>	ELTE PE6 15/2 Squaring series
Napájecí napětí (při zapojení do trojúhelníku)	380V AC
Maximální napájecí proud	5,5 A
Účinnost	0,82
Maximální otáčky	6000 ot/min
Výkon při maximálních otáčkách	5,6 kW
Hmotnost	30 Kg

Odlišnost daných výrobků spočívá v provedení zakončení vřetene, a v jeho zadním uložení. Frézovací vřetena příbuzné řady TMPE jsou dodávána se zakončením dutinou kužele Morse 2 a 3, případně s dutinou pro upínací kleštinu ER32. Zakoupené vřeteno, viz obrázek 12 je oproti tomu opatřeno prodlouženým válcovým zakončením. Odlišnost zadního uložení pak spočívá v přítomnosti pouze jednoho radiálního kuličkového ložiska, namísto dvojice ložisek s kosoúhlým stykem, která jsou použita v řadě TMPE. Dané uložení nelze považovat za zcela ideální, vzhledem k nekomerčnímu využití stroje pro účely autora jej lze akceptovat s tím, že ukázalo-li by se uložení jako nedostatečně tuhé, či by došlo k předčasnému opotřebení, je k dispozici řada možností, jak situaci řešit úpravou konstrukce.

Z funkčního hlediska je zde důležitější uložení předního konce, zachycující ve větší míře radiální i axiální zatížení. Zde se nachází dvojice předepnutých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, což je identické řešení, jako u již zmíněného provedení TMPE, které je k frézování určeno.



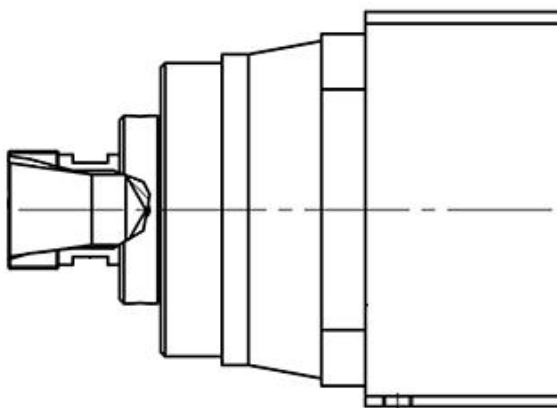
Obr. 12) Vřeteno Elte PE6-Squaring series [8]



Potřebná konstrukční úprava tedy spočívá ve změně zakončení vřetene tak, aby vzniklo vhodné nástrojové rozhraní, kterým byl shledán kleštinový upínač ER32. Rozsah průměru stopky nástroje pak nabývá hodnot 3 – 20 mm, což je shledáno jako dostačující.

K vytvoření dutiny pro upínací kleštinu lze zvolit více možných postupů, zvažovány byly následující varianty řešení úpravy zakončení vřetene:

- **Vytvoření upínací dutiny pro kleštinu přímo do zakončení vřetene (obr.13).** Výhodou varianty je možnost zkrátit délku volného konce vřetene na minimální potřebnou hodnotu, a tím snížit namáhání jeho uložení. Vřeteno je však kaleno povrchově, jádro je tedy sice houževnaté, avšak upínací dutina by bez potřebné úpravy nedosahovala potřebné tvrdosti, což by mohlo vést k předčasnému opotřebení. Následkem by mohla být změna geometrie upnutí nástroje a vznik nepříjemné míry házení nástroje.



Obr. 13) Provedení zakončení vřetene pro kleštinu ER32 [9]

- **Použití kleštinového upínače s válcovou stopkou (obr.14).** Upínače, které lze na trhu běžně zakoupit jsou dostupné jsou zakončeny válcovou stopkou o průměru 25mm. Dané řešení eliminuje možnost předčasného opotřebení upínací dutiny, neboť jsou upínače dodávány v kaleném provedení. Vytvořením válcové dutiny ve zkráceném zakončení vřetene a následnou kombinací ohřevu a ochlazení spojovaných součástí by bylo možno vytvořit trvalé spojení. Nevýhodou je vyšší hodnota vyložení kleštiny vůči přednímu uložení vřetene, především pak ale technologická náročnost řešení. Pakliže by se nepodařilo dodržet vhodnou toleranci vytvořené válcové dutiny po celé její délce, nemusela by se montáž zdařit, pokud by navíc nebyl vytvořen dostatečný přesah, a došlo by k uvolnění spojení, bylo by obtížné provést jakoukoliv nápravu.



Obr. 14) Kleštinový upínač ER32 s válcovou stopkou [10]

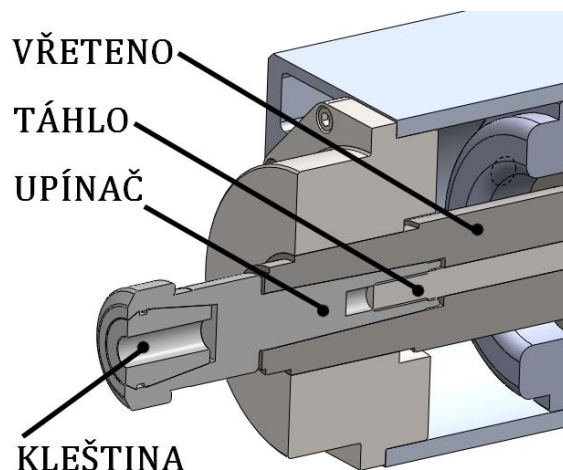
- **Použití kleštinového upínače s kuželem Morse (obr.15).** Řešení přináší stejný efekt jako předchozí varianta, avšak odstraňuje řadu technologických rizik. Kužel Morse je samosvorný, avšak stále zajišťuje rozebíratelný spoj. Odpadá riziko neúspěšné montáže, a v případě vzniku geometrické nepřesnosti je možno jej opakovaně upravovat s tím, že následkem je pouze osové posunutí upínače směrem k přednímu uložení vřetene. V rámci rozměrové řady kuželů Morse se jako nejvhodnější jeví upínač s kuželem MK3. Upínače jsou v oblasti malého průměru kužele opatřeny závitovým otvorem M12, v zájmu zajištění spolehlivého spojení bude ve vřetení po celé jeho délce vytvořena válcová dutina o průměru 12mm, kterou bude procházet táhlo zajištěné dvojicí matic nad horním uložením vřetene. Takto bude zajištěno trvalé silové působení na upínač v kuželové dutině, spolehlivost spojení a schopnost přenosu dostatečného kroutícího momentu na upnutý nástroj.



Obr. 15) Kleštinový upínač ER32 s kuželem Morse 3 [11]

S ohledem na materiál vřetene a s ním související tvrdost povrchu dutiny Morse kužele ve vřetení je celé řešení prováděno s předpokladem, že upínač nebude při práci se strojem z dutiny vyjímán, a nástroje budou upínány pouze do kleštinového upínače (obr.17). Jehož možnosti lze dále rozšířit pomocí upínacích adaptérů, jak následně představuje návrh pracovních podmínek vřetene při obrábění, a zde zvolený nástroj.

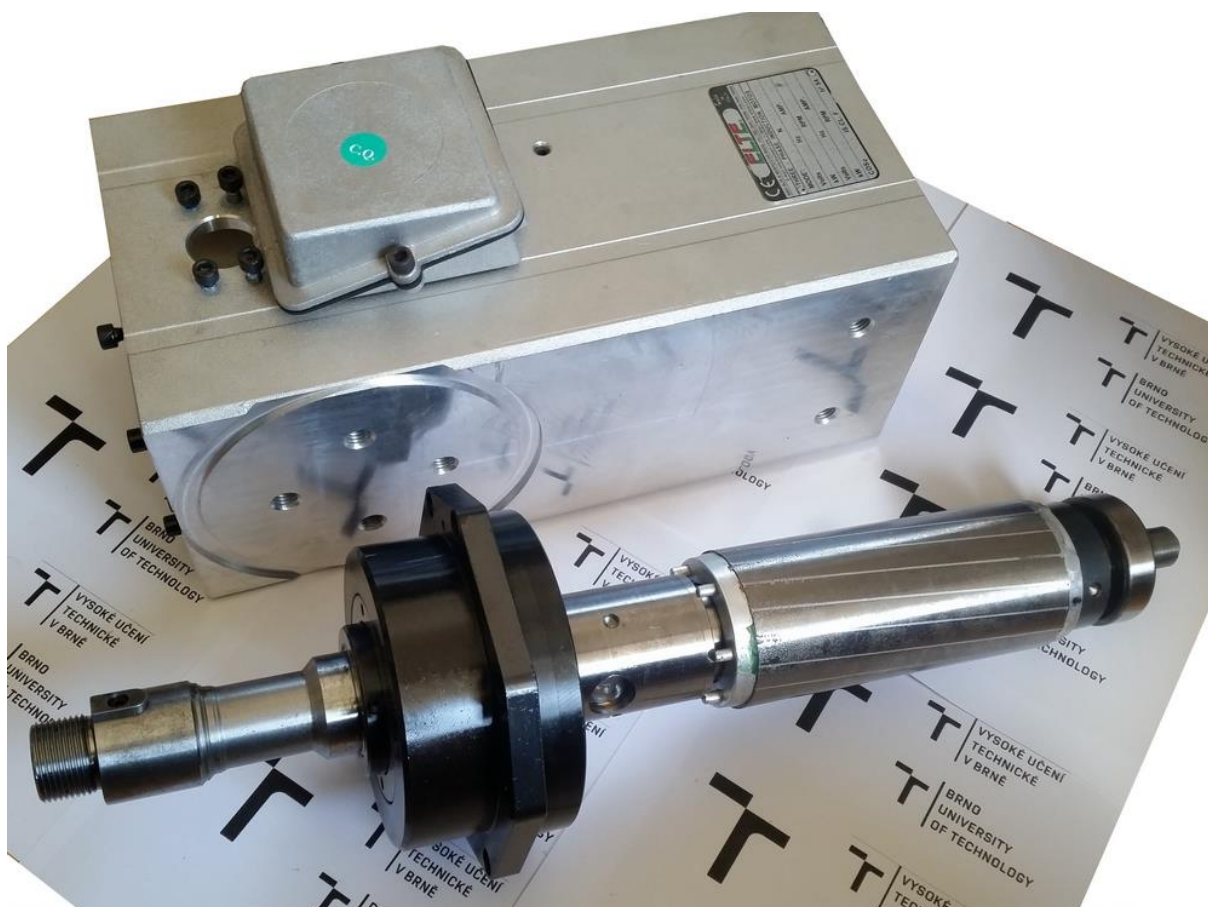
Ložiskový domek předního uložení vřetene (demontované vřeteno viz obr.18) je modelován jako zjednodušený, s ohledem na nedostupnost zvláštních nástrojů, které by umožnily jeho demontáž a detailní proměření. Ta by rovněž mohla znamenat riziko změny původního sestavení s ohledem na předepnutí a přesnost chodu vřetene. Navrženou úpravu zakončení vřetene ilustruje obr. 16.



Obr. 16) Úprava zakončení vřetene s kleštinovým upínačem



Obr. 17) Zakoupený kleštinový upínač a sada kleštin ISCAR



Obr. 18) Vřeteno ELTE ve stavu demontáže během úpravy zakončení

#### 4.2.2 Oblast využití vřetene

Dle specifikace dané zadáním práce je následně navržen stav plného zatížení stroje, daný požadavky na jeho využití a omezujícími faktory, kterými jsou především parametry vřetene. Pro dokončovací obrábění oceli lze předpokládat nižší pracovní otáčky vřetene, odpovídající rovněž nižší hodnotě dostupného výkonu. Proto je v návrhovém výpočtu bráno druhé z požadovaných využití stroje, čímž je obrábění neželezných kovů.

S využitím software ToolGuide společnosti Sandvik Coromant byl navržen stav obrábění, kdy je prováděno hrubování slitiny na bázi hliníku o jmenovité tvrdosti 90HB. Nástrojem je čelní válcová fréza CoroMill 316 (obr. 21), k jejímuž upnutí do dostupného kleštinového upínače ER32 je použit upínací adaptér stejného výrobce dle obr.20.



Obr. 20) Upínací adaptér ER32 [12]



Obr. 21) Fréza CoroMill 316 [12]

Hlavní parametry řezného procesu jsou následně uvedeny v tabulce 8, přičemž se rovněž jedná o data získaná jako výstup zmíněné aplikace poskytované výrobcem nástroje.

Parametry řezného procesu jsou voleny tak, že vřeteno pracuje při maximálních otáčkách, a jeho zatížení představuje 92,5% jmenovitého výkonu.

Tab 8) Parametry řezného procesu

Průměr nástroje, $D_c$	25,4 mm
Šířka záběru, $a_e$	16,7 mm
Počet břitů nástroje, $Z_c$	6
Hloubka záběru, $a_p$	3 mm
Řezná rychlost, $v_c$	479 m/min
Posuv na zub, $f_z$	0,11 mm
Posuvová rychlost $v_f$	7,92 m/min
Řezný výkon, $P_c$	5,55 kW
Řezný moment $M_k$	8,83 Nm
Otáčky vřetene, $n_v$	6000 ot/min

Ze získaných parametrů lze při uvažování některých zjednodušení určit velikost řezné síly.

$$F_c = \frac{2 M_c}{D_c} = \frac{2 \cdot 8,83}{0,0254} = 695,3 \text{ N} \quad (1)$$



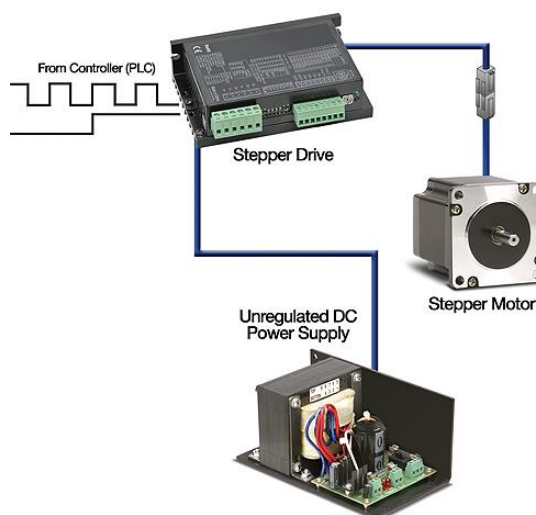
### 4.3 Pohony lineárních os

Pohony lineárních os jsou klíčovou komponentou numericky řízených strojů. Servomotory a krokové motory, kterým bude dále věnována pozornost jsou zdrojem rotačního pohybu. Ten je následně v případě lineárních os, z nichž se navrhovaný stroj sestává převáděn na pohyb translační prostřednictvím kuličkového šroubu.

Paleta dostupných technologií je v této oblasti značně rozsáhlá, pozornost je však věnována především řešení, která se vzhledem ke svým vlastnostem v oblasti amatérsky konstruovaných obráběcích strojů běžně vyskytují.

#### 4.3.1 Krokové motory

Název „krokový motor“ vychází ze skutečnosti, že jeho rotor se pohybuje v rámci určité skupiny diskrétních poloh „krok za krokem“, ačkoliv tyto kroky obvykle vedou k točivému pohybu. Krokové motory nevynikají v rámci konstrukce OS svými vlastnostmi, díky nízké ceně a snadnému řízení jsou však mezi tvůrci amatérsky konstruovaných strojů velmi oblíbené, bude jim proto věnována zvláštní pozornost. Příklad jednoduchého systému s KM ilustruje OBR.22. [13]



Obr. 22) Příklad systému s krokovým motorem [14]

**Mezi zásadní výhody a nevýhody patří zejména:**

**Výhody:**

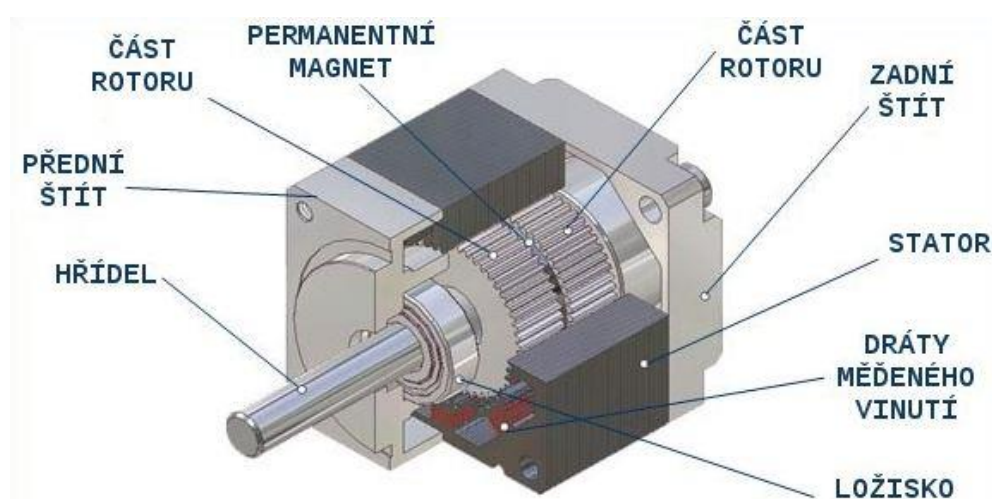
- Jednoduchost řízení
- Jediný zcela digitální motor
- Levný a konstrukčně jednoduchý
- Bezkartáčový, bezúdržbový
- Při nulové rychlosti stojí zcela na místě (nekmitá kolem polohy)
- Vysoký točivý moment
- Výborná kompatibilita motorů a řadičů od různých výrobců
- Možnost provozu bez zpětné vazby

**Nevýhody:**

- Citlivý na přetížení – dochází při něm ke ztrátě synchronismu bez varování
- Nízká hodnota maximálních otáček
- Značný pokles točivého momentu s rostoucími otáčkami
- Poměrně hlučný provoz
- Nedokáže krátkodobě dodávat několikanásobek výkonu, jak je tomu u servomotorů [13]

Dle konstrukce rozlišujeme tři základní typy krokových motorů:

- **Motor s variabilní reluktancí** - Stator se skládá z vrstvených izolovaných ocelových plechů s vinutím, rotor je vyroben z měkkého železa a je vybaven řadou zubů. Může dosáhnout vyšších otáček, ale obecně dosahuje nízkých kroutících momentů. Dnes se již téměř nepoužívá. [13]
- **Motory s permanentními magnety** – Rotor je hladký, bez zubů, s integrovaným permanentním magnetem. Stator se skládá ze dvou polovin opatřených zuby. Motory mají obvykle nízký výkon a poměrně velký úhlový krok – větší, než  $7,5^\circ$ . Jsou výrobně jednoduché, a proto levné. Používají se např. v inkoustových tiskárnách. [13]
- **Motory hybridní** – Jsou kombinací obou vlastností. Spojují v sobě reluktanční motor pro vysoké otáčky a motor s permanentními magnety pro sílu a tlumení. Stator je obvykle osmipólový, opatřený zuby (viz obr.23). Kolem každého pólu jsou dvě vinutí. Rotor se skládá ze dvou polovin podobných ozubenému kolu, obsahuje neodymový permanentní magnet. Hybridní motory jsou vhodné pro vysoké rozlišení (200-500 kroků na otáčku) a v průmyslových aplikacích jsou zcela dominantní. [13]



Obr. 23) Řez hybridním krokovým motorem [15]

S ohledem na jejich téměř výhradné použití se budeme dále zabývat pouze krokovými motory hybridní koncepce. Ty se pak dále rozdělují na dvou, tří a pětifázové. Se všemi variantami se lze setkat v podobných aplikacích, liší se však svými vlastnostmi. [13]

Porovnání základních parametrů shrnuje tabulka 9.

Tab 9) Porovnání parametrů hybridních krokových motorů [13]

Počet fází	2		3	5
Úhel kroku	1,8°		1,2°	0,72°
Způsob buzení	Unipolární	Bipolární	Bipolární	Bipolární
Počet tranzistorů	4	8	6	10
Způsob spojení	Bifilární	Monofilární	Y-zapojení	Pentagon
Počet statorových pólů	8		12	10
Počet připojovacích vodičů	6	4	3	5

Nejčastěji jsou používány motory **dvoufázové**. V dané kategorii mají tyto motory nejhorší vlastnosti, jsou však díky objemu jejich výroby cenově nejdostupnější. Vyznačují se méně klidným provozem s vyšší hladinou vibrací, a rychlejším poklesem kroutícího momentu se vzrůstajícími otáčkami. [13]

Některé tyto nedostatky zmírňují, či eliminují motory **třífázové**. Nabízejí nižší hodnotu úhlového kroku, klidnější chod, méně připojovacích vodičů a jednodušší výkonový stupeň s méně tranzistory. [13]

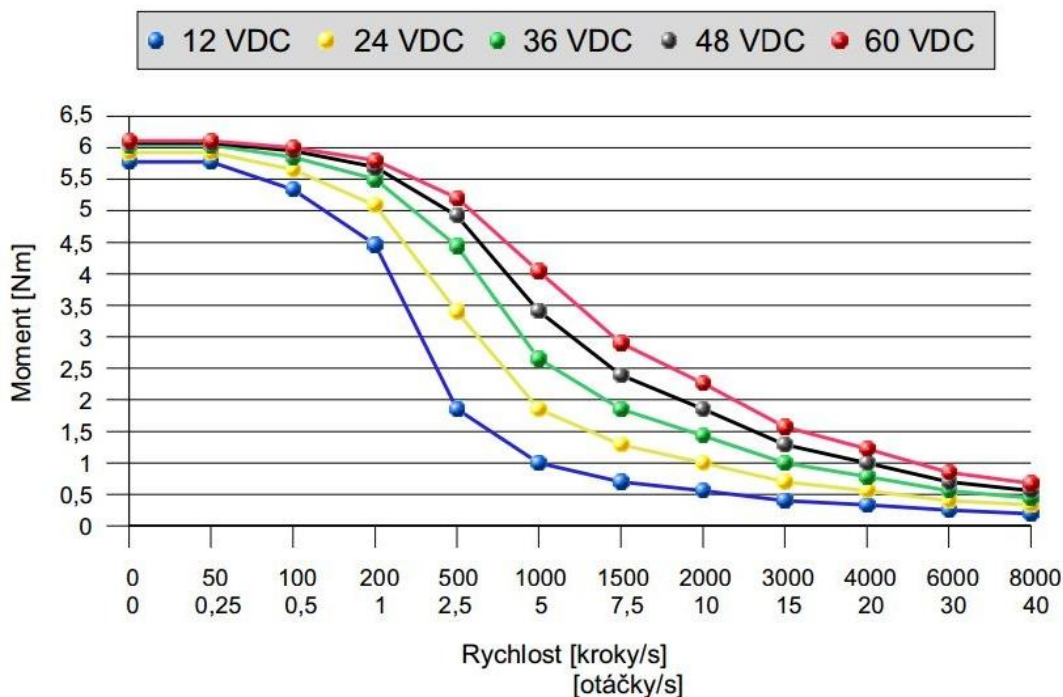
**Pětifázové** motory pak nabízejí nejvyšší rozlišení, jemný chod a nejlepší momentovou charakteristiku. Vzhledem k jejich ceně se s nimi však lze setkat pouze zřídka, a využití nacházejí v měřicích, či lékařských přístrojích. [13]

Provozní chování motoru však závisí nejen na jeho konstrukci, ale i na způsobu jeho provozu. Především pak na způsobu jeho buzení a napájecím napětí.

### Vliv napájecího napětí

Za nízkých rychlostí krokování není závislost momentu motoru na napájecím napětí výrazná, protože čas připadající na jeden krok postačuje k nabití indukčnosti vinutí motoru na plnou hodnotu proudu. Proto v této oblasti nedochází k přílišnému poklesu charakteristiky. V oblasti vyšších frekvencí krokování již dochází k ovlivnění charakteristiky poklesem napětí vlivem indukčnosti vinutí a tím k poklesu momentu. [16]

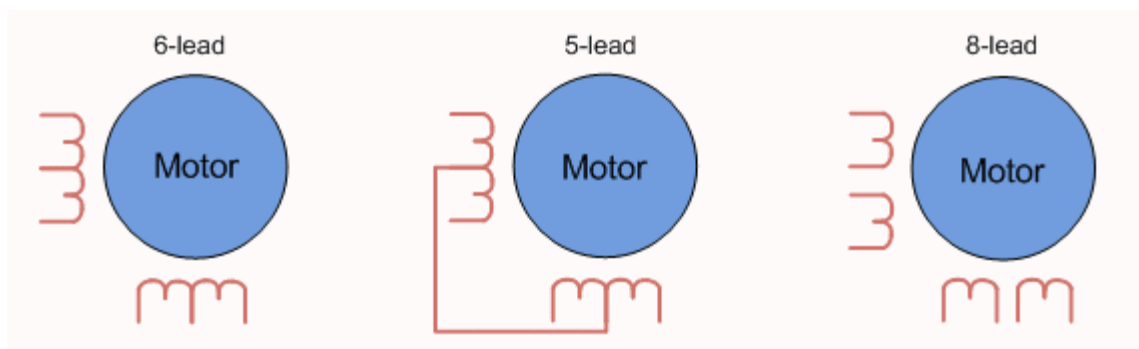
Obecně tedy vyšší napájecí napětí přináší lepší užité vlastnosti pohonu. Limitem zde není samotný motor, nýbrž výkonový stupeň zajišťující jeho buzení. Základní modely řadičů krokových motorů jsou napájeny stejnosměrným napětím od 24V výše, výrobky dosahující nejlepších parametrů pak využívají obvykle napájení přímo ze sítě 230V AC. Průběhy pracovních charakteristik pro jednotlivá napětí zobrazuje OBR.24. [16]



Obr. 24) Graf závislosti momentu krokového motoru na napájecím napětí [16]

## Vliv zapojení vinutí

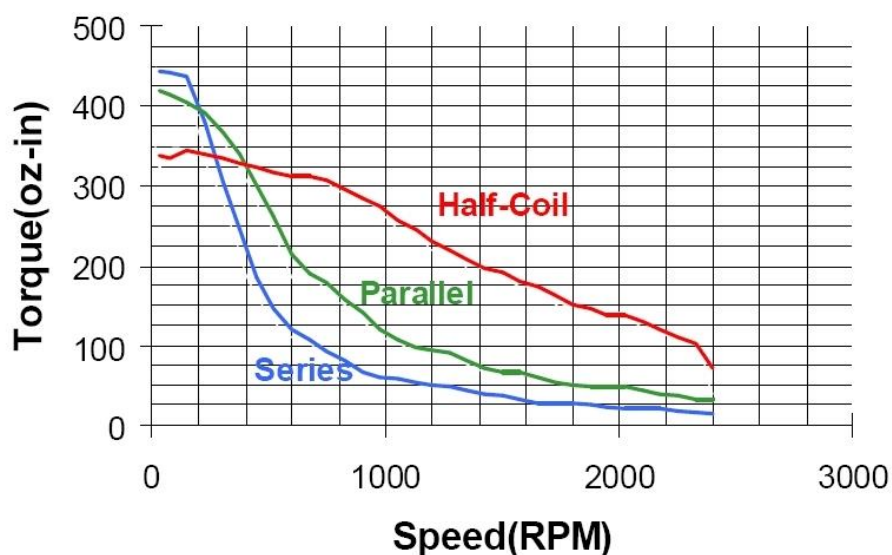
Speciálně u nejčastěji používaných dvoufázových motorů se lze setkat s více způsoby provedení výstupních vodičů statorového vinutí, jak okazuje Obr.25. Často, především pak u větších motorů se lze setkat s tím, že je každé z vinutí rozděleno do dvou částí majících samostatné připojovací vodiče. V takovém případě lze volit mezi sériovým, paralelním, případně „Half-coil“ zapojením, kdy je aktivní jen polovina vinutí.



Obr. 25) Varianty provedení vývodů dvoufázového motoru [17]

Sériové a paralelní zapojení lze realizovat pouze v případě osmi vývodového provedení, half-coil zapojení je možné i pro motor s šesti vývody. Každá z variant má specifický vliv na tvar provozní charakteristiky, jak popisuje obr. 26.

Varianta paralelního zapojených vinutí poskytuje maximum kroutícího momentu v oblasti nízkých otáček, podobně jako sériové zapojení, zatímco half-coil varianta poskytuje vyšší moment v oblasti vysokých otáček na úkor druhé části spektra.



Obr. 26) Vliv zapojení vinutí na provozní charakteristiku [18]

Zvláštním případem jsou **krokové motory se zpětnou vazbou polohy**, dodávané obvykle v třífázovém provedení. Řadič motoru pak zpracovává informaci o natočení rotoru, získanou z rotačního enkodéru, či resolveru. V případě přetížení lze tedy detekovat chybový stav a ztrátu synchronismu, užitnými vlastnostmi se však ani dané řešení zdaleka neblíží vlastnostem synchronních servopohonů, kterým je věnována pozornost dále.

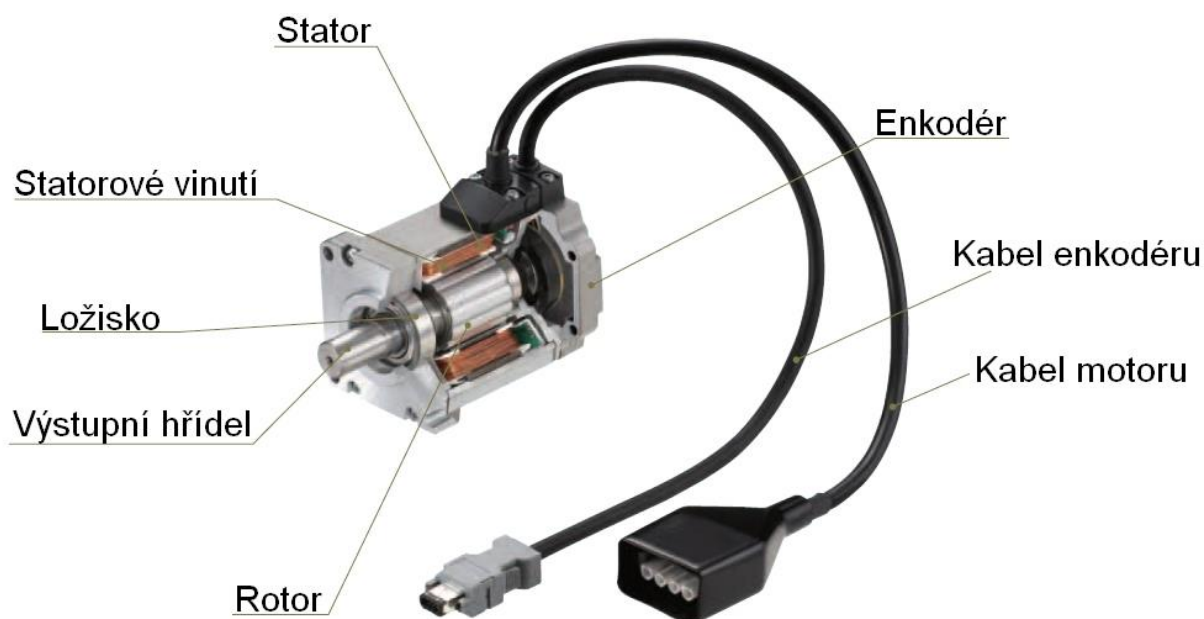


### 4.3.2 AC Servomotory

Obečně existuje více typů servomotorů, střídavé synchronní pohony (obr.27) jsou však jejich nejčastěji používanými představiteli, proto bude pozornost věnována výhradně této variantě.

Oproti dosud zmiňovaným krokovým motorům přináší synchronní motory řadu výhod, jejich užité vlastnosti jsou lepší prakticky ve všech směrech. Zato je však obtížnější realizovat jejich vazbu na řídicí systémy běžně používané ve sféře neprofesionálních konstrukcí. Vyznačují se rovněž vyšší pořizovací cenou.

Stator servomotoru obsahuje třífázové vinutí, rotor je pak zpravidla osazen permanentními magnety. Zpětná vazba polohy je zajištěna pomocí resolveru, inkrementálního, či absolutního enkodéru. Servomotory bývají často vybaveny integrovanou brzdou, jejíž přítomnost je nutná zejména v případě svisle orientovaných os stroje. [19]



Obr. 27) AC Servomotor a jeho komponenty [20]

Shrneme-li obecně vlastnosti synchronních servopohonů:

Výhody:

- Plochá momentová charakteristika v celém pracovním rozsahu otáček
- Práce výhradně v uzavřené smyčce se zpětnou vazbou polohy – nehrozí ztráta polohy při přetížení
- Přetížitelnost – schopnost dodat vyšší moment po omezenou dobu
- Výborné dynamické vlastnosti
- Vysoké rozlišení polohování dané parametry snímače polohy
- Možnost integrované brzdy

Nevýhody:

- Složitější nastavení a řízení, než u krokových motorů, případně potřeba zvláštních periférií
- Vyšší pořizovací cena
- Omezená kompatibilita servořadičů a motorů různých modelů a výrobců [21]

### 4.3.3 Ekonomické hledisko

Jednotlivá řešení, která byla dosud rozebírána především z funkční stránky je třeba v zájmu volby optimálního řešení porovnat i z hlediska nákladnosti. Porovnávány budou motory se stejnými, či velmi blízkými jmenovitými parametry.

**Do porovnání zahrneme následující varianty pohonu lineární osy:**

- Dvoufázový krokový motor
- Třífázový krokový motor
- Třífázový krokový motor se zpětnou vazbou polohy
- Synchronní střídavý servomotor

Zahrnuto nebylo řešení s pětifázovým krokovým motorem, protože se na našem trhu běžně nevyskytuje, a obecně je i přes svoje dobré vlastnosti málo rozšířený pro svou vysokou cenu.

Z hlediska řízení uvažujeme, že je výkonový stupeň všech motorů řízen signály STEP-DIR, generovanými pomocí HW interpolátoru. Tato metoda řízení je všemi uvažovanými řadiči motorů podporována, použití externího interpolátoru je v případě servomotoru nutné, v ostatních případech pak přinejmenším žádoucí k využití plného potenciálu pohonů.

Výkonové stupně všech zmiňovaných variant jsou určeny k napájení stejnosměrným proudem, a vyžadují tedy přítomnost jeho zdroje. Vzhledem k tomu, že se opatření týká všech variant a lze očekávat přinejmenším podobnou nákladnost není nutno ceny napáječů zahrnout.

Ceny jednotlivých produktů odpovídají aktuální nabídce tuzemských dodavatelů automatizačních komponent CNC-Shop a Gravos.

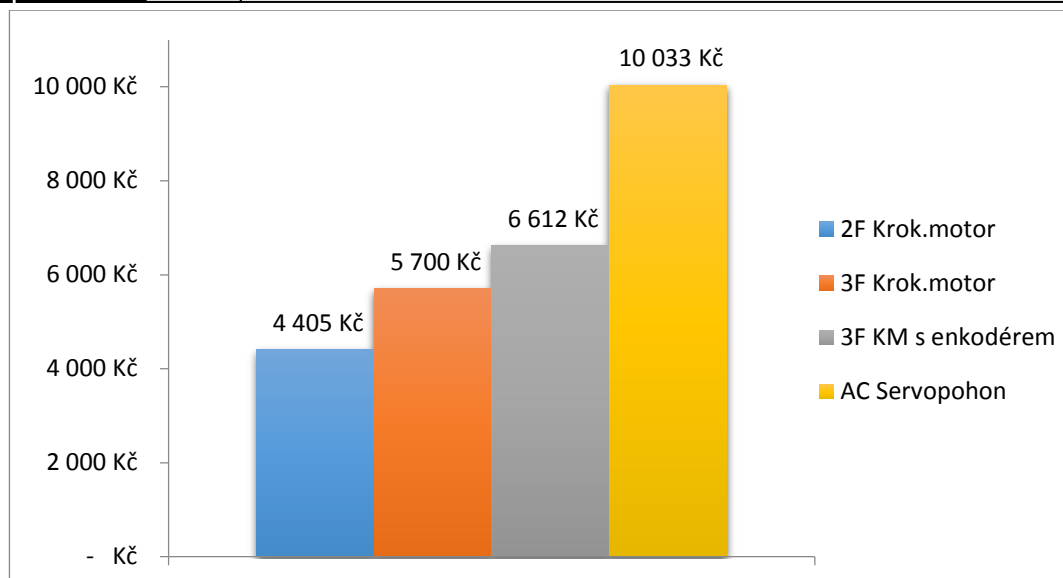
Kritérium volby porovnávaných variant je přizpůsobeno výrazné odlišnosti provozní charakteristiky krokového a synchronního motoru. Je proto zvolen synchronní motor s určitou jmenovitou hodnotou točivého momentu.

Požadujeme posuvovou rychlost 6m/min při stoupání kuličkového šroubu 5mm, čemuž odpovídá 1200ot/min v případě spojení pohonu se šroubem bez vloženého převodu. Vybrány jsou tedy krokové motory z jednotlivých kategorií tak, aby se jejich hodnota momentu při daných otáčkách co možná nejvíce blížila momentu zvoleného AC servomotoru.

Naleznuté varianty zahrnuje tab.10:

Tab 10) Varianty porovnávaných pohonů

Typ pohonu	Výrobce	Motor	Řadič	Moment při 1200 ot/min	Celková cena
Krokový motor 2F	Leadshine	86HS35	M752	1,2 Nm	4405 Kč
Krokový motor 3F	Yako	YK397A	YKB 3606MA	1,5 Nm	5700 Kč
Krokový motor 3F s enkodérem	Leadshine	ES-M23440	ES-D808	1,0 Nm	6612 Kč
AC Servopohon	Leadshine	ACM 604V60	ACS806	1,27 Nm	10 033 Kč



Obr. 28) Graf porovnání nákladnosti řešení pohonů

Z grafu viz obrázek 28 je tedy patrné, že mezi jednotlivými variantami krokových motorů není cenový rozdíl příliš vysoký, zejména pak u třífázových variant, kde lze drobný příspěvek za provedení se zpětnou vazbou polohy považovat za dobrou investici. Třífázový motor bez zpětné vazby tedy nebude předmětem volby pohonu. Synchronní servopohon svou cenou zbylé varianty značně převyšuje, což však kompenzuje svými vlastnostmi.

#### 4.3.4 Volba typu pohonu

Na základě shromážděných poznatků a rozhodovacích kritérií lze přejít k volbě typu pohonu.

Tab 11) Volba typu pohonu

Parametr	Váha parametru	2F Krokový motor	3F Krokový motor s enkodérem.	AC Synchronní servomotor
Zpětná vazba polohy	15	1	5	5
Přetížitelnost pohonu	15	1	2	5
Rovnoměrnost chodu a vibrace	15	2	3	5
Dostupnost integrované brzdy	10	2	2	4
Dynamické vlastnosti pohonu	20	2	3	5
Cena řešení	25	5	3	1
<b>Vyhodnocení:</b>		<b>245</b>	<b>305</b>	<b>390</b>

Na základě multikriteriální analýzy se řešení využívající synchronní servomotory i přes svoji nákladnost jeví jako nejvýhodnější. Jeho využitím budou zajištěny dobré dynamické vlastnosti stroje a potřebná spolehlivost polohování.

## 4.4 Návrh pohonů os stroje

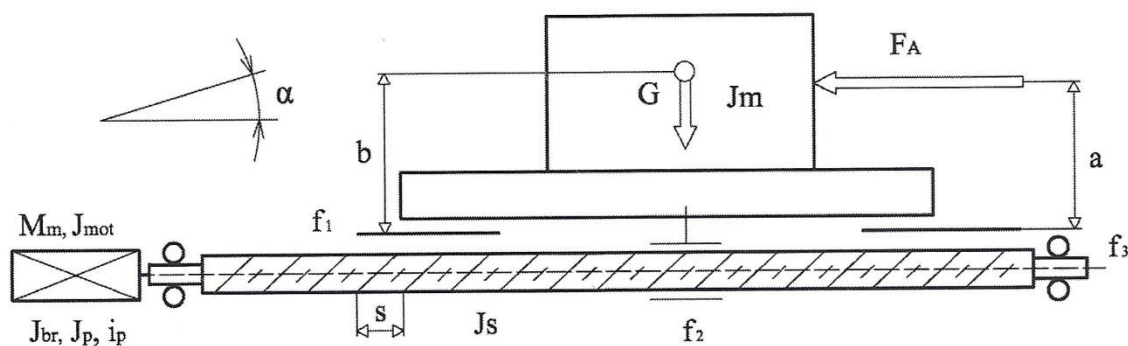
Na základě výsledku volby typu pohonu lze následně provést jeho návrh z hlediska jmenovitých parametrů servomotoru. Z výsledků výpočtu vzejdou požadavky na:

- Jmenovitý moment servomotoru
- Pracovní rozsah otáček motoru (k dosažení stanovené max. posuvové rychlosti)

### 4.4.1 Návrh pohonu osy X

Jelikož se jedná o úlohu, kterou je třeba provést opakovaně pro tři osy stroje, je kompletní výpočet veden pro osu X, a pro zbytek stroje jsou pak uvedeny jeho vstupní a výstupní parametry. V případě přesouvaných hmot je uvažována hmotnost komponent stroje v součtu s maximální dovolenou hmotností obrobku.

Jelikož je pro návrh uvažován nepředepnutý válcovaný kuličkový šroub, je síla od předepnutí  $F_p=0$ . Schéma pohonu dle obrázku 29.



Obr. 29) Schéma uspořádání pohonu osy X [6]

Vstupní parametry výpočtu pohonu osy X shrnuje tab.12.

Tab 12) Vstupní parametry návrhu pohonu osy X

Max. hmotnost veškerých přesouvaných částí osy a obrobku, $m_x$	196 Kg
Požadovaná maximální posuvová rychlost, $v_p$	0,2 m/s
Doba rozběhu na maximální posuvovou rychlost, $t_p$	0,25 s
Řezná síla při nejvyšší uvažované zátěži stroje, $F_c$	695 N
Účinnost valivého vedení, $\eta_v$	0,98
Účinnost kuličkového šroubu, $\eta_s$	0,92
Účinnost ložisek uložení kuličkového šroubu, $\eta_L$	0,92
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu osy X, $J_{K\dot{s}}$	$2,76 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti rotoru servomotoru, $J_{mot}$	$1,61 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti hřídelové spojky, $J_{hsp}$	$8,03 \cdot 10^{-6} kg \cdot m^2$
Součinitel tření ve valivém vedení osy, $f_1$	0,005

## Statické hledisko

Celková účinnost komponent posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,92 = 0,829 \quad (2)$$

Potřebný moment servomotoru z pohledu statiky:

$$M_m = \frac{F_{sk} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{695 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,829} = 0,67 \text{ Nm} \quad (3)$$

## Kinematické hledisko

Lineární zrychlení stolu a jeho částí:

$$a = \frac{v_p}{t_p} = \frac{0,2}{0,25} = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4)$$

Dráha, na níž bude dosaženo maximální posuvové rychlosti:

$$s = \frac{v_p^2}{2 \cdot a} = \frac{0,2^2}{2 \cdot 0,8} = 0,025 \text{ m} \quad (5)$$

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,8}{0,005} = 1004,8 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (6)$$

## Dynamické hledisko

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m_x \cdot \left( \frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 196 \cdot \left( \frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7)$$

Celkový moment setrvačnosti soustavy, redukovaný na hřídel motoru:

$$\begin{aligned} J_{rhm} &= J_{mot} + J_{Kš} + J_m + J_{hsp} \\ J_{rhm} &= 2,76 \cdot 10^{-5} + 1,61 \cdot 10^{-5} + 8,03 \cdot 10^{-6} + 1,24 \cdot 10^{-4} \\ J_{rhm} &= 1,66 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \end{aligned} \quad (8)$$

Moment od třecích sil přesouvaných hmot:

$$\begin{aligned} M_{GT} &= \frac{m_x \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P}{2\pi} = \frac{196 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \\ M_{GT} &= 0,0076 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (9)$$

Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_c^2) + \frac{1}{2} \cdot m_x \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_{sp} \cdot f_2 \\ M_{KSM} &= \frac{1}{2} \cdot 196 \cdot 9,81 \cdot 0,003 \cdot 1 \cdot 0,012 \cdot 0,005 = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ Nm} \end{aligned} \quad (10)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,0076 + 1,73 \cdot 10^{-4} = 0,00782 \text{ Nm} \quad (11)$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 1,66 \cdot 10^{-4} \cdot 1004,8 + 0,00782 \quad (12)$$

$$M_m = 0,175 \text{ Nm}$$

#### 4.4.2 Návrh pohonu osy Y

V ose Y jsou do pohybu uváděny hmoty vřeteníku a saní. Stejně, jako v případě osy X je její orientace horizontální, odlišnost spočívá v konkrétní hodnotě celkové hmotnosti komponent, a momentu setrvačnosti kuličkového šroubu.

Zbylé vstupní parametry jsou identické, a jsou uvedeny v předešlé tabulce 13.

Tab 13) Vstupní parametry návrhu pohonu osy Y

Max. hmotnost veškerých přesouvaných částí osy, $m_y$	130 Kg
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu osy X, $J_{Kš}$	$3,62 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Výpočet dále probíhá dle identického algoritmu, jeho výsledky uvádí tab. 14

Tab 14) Výstupní parametry návrhu pohonu osy Y

Minimální moment motoru z pohledu statiky, $M_m$	0,667 Nm
Minimální moment motoru z pohledu dynamiky, $M_m$	0,15 Nm

#### Zhodnocení:

Výsledky ukazují, že požadavky na pohon osy X a Y jsou téměř identické, a volbu pohonu lze tedy provést pro obě osy v jediném kroku. Autor se rozhodl řešit vysokou nákladnost nákupu servopohonů využitím použitých komponent, což značně zužuje možnost volby, přesto se podařilo zakoupit dvojici motorů výrobce Kollmorgen.

Jedná se o model AKM22E-ANS2R-02, vybavený brzdou. Jmenovité parametry uvádí tab.15, provedení motoru ilustruje obrázek 30:.

Tab 15) Základní parametry pohonu os X a Y [25]

Jmenovitý kroutící moment	0,86 Nm
Jmenovité pracovní otáčky	8000 ot/min
Jmenovitý výkon	580 W
Maximální krátkodobý moment	2,76 Nm

Použité komponenty mohou negativně ovlivnit spolehlivost stroje, s ohledem na jeho využití pro účely autora však nebudou vystaveny značné zátěži.

Produkty dodavatele Kollmorgen jsou navíc na našem trhu rozšířené a snadno dostupné, v případě selhání některé z komponent tedy lze předpokládat dlouhodobou dostupnost náhradních dílů.



Obr. 30) Vybrané a zakoupené pohony os X a Y Kollmorgen řady AKM

#### 4.4.3 Návrh pohonu osy Z

Osa Z je orientována vertikálně, zátěž pohonu je tedy odvislá především od tíhy vřeteníku, která působí na kuličkový šroub osy a tím generuje zátěžný moment servopohonu. S ohledem na do určité míry odlišnou úlohu je proto uveden kompletní postup výpočtu, jehož vstupní parametry uvádí tabulka 16, schéma pohonu je identické s předchozí úlohou, vyjma již zmíněné vertikální orientace osy.

Tab 16) Vstupní parametry návrhu pohonu osy Z

Max. hmotnost veškerých přesouvaných částí osy, $m_z$	93 Kg
Požadovaná maximální posuvová rychlost, $v_p$	0,2 m/s
Doba rozběhu na maximální posuvovou rychlost, $t_p$	0,25 s
Účinnost valivého vedení, $\eta_v$	0,98
Účinnost kuličkového šroubu, $\eta_s$	0,92
Účinnost ložisek uložení kuličkového šroubu, $\eta_L$	0,92
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu osy X, $J_{Kš}$	$1,806 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti rotoru servomotoru, $J_{mot}$	$1,61 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$
Moment setrvačnosti hřídelové spojky, $J_{hsp}$	$8,03 \cdot 10^{-6} kg \cdot m^2$
Součinitel tření ve valivém vedení osy, $f_l$	0,005

#### Statické hledisko

Celková účinnost komponent posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,92 = 0,829 \quad (13)$$

Statická axiální síla působící na kuličkový šroub od zátěže:

$$F_{skz} = m_z \cdot g = 93 \cdot 9,81 = 912 \text{ N} \quad (14)$$

Potřebný moment servomotoru z pohledu statiky:

$$M_m = \frac{F_{sk} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{912 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,829} = 0,875 \text{ Nm} \quad (15)$$

### Kinematické hledisko

Lineární zrychlení stolu a jeho částí:

$$a = \frac{v_p}{t_p} = \frac{0,2}{0,25} = 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (16)$$

Dráha, na níž bude dosaženo maximální posuvové rychlosti:

$$s = \frac{v_p^2}{2 \cdot a} = \frac{0,2^2}{2 \cdot 0,8} = 0,025 \text{ m} \quad (17)$$

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,8}{0,005} = 1004,8 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (18)$$

### Dynamické hledisko

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m_z \cdot \left( \frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 93 \cdot \left( \frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 5,89 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (19)$$

Celkový moment setrvačnosti soustavy, redukovaný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{Kš} + J_m + J_{hsp} \\ J_{rhm} = 1,806 \cdot 10^{-5} + 1,61 \cdot 10^{-5} + 8,03 \cdot 10^{-6} + 5,89 \cdot 10^{-5} \quad (20)$$

$$J_{rhm} = 1,01 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment od přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_z \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P}{2\pi} = \frac{93 \cdot 9,81 \cdot \sin(90) \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = 0,64 \text{ Nm} \quad (21)$$

Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_c^2) + \frac{1}{2} \cdot m_x \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_{sp} \cdot f_2 \quad (22)$$

Kde  $F_p = 0$  a zároveň  $\alpha = 90^\circ$ , proto platí:  $M_{KSM} = 0$

Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{KSM} = 0,64 + 0 = 0,64 \text{ Nm} \quad (23)$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 1,01 \cdot 10^{-4} \cdot 1004,8 + 0,64 = 0,75 \text{ Nm} \quad (24)$$



Z výsledků výpočtu vyplývá, že požadavky statického hlediska v dané aplikaci převyšují požadavky hlediska dynamického. S ohledem na požadované parametry byl jako vhodný shledán servomotor Kollmorgen AKM31E-ANS2R-00.

S ohledem na nesamosvornost kuličkového šroubu je motor vybaven brzdou, aby nemohlo dojít k samovolnému pohybu osy stroje. Zpětnou vazbu polohy zajišťuje resolver. Charakteristické parametry motoru uvádí tabulka 17.

Typ a dodavatel pohonu je volen i s ohledem na již zakoupené pohony zbývajících os stroje s tím, že je žádoucí osadit stroj pohony jednoho výrobce s ohledem na řízení, diagnostiku, či případnou dostupnost náhradních dílů.

Tab 17) Parametry zvoleného servomotoru [25]

Jmenovitý kroutící moment	1,2 Nm
Jmenovitý výkon	600 W
Maximální pracovní otáčky	6000 ot/min
Maximální krátkodobý moment	3,23 Nm

Pro řízení servomotorů získal autor možnost zakoupit sadu servo-řadičů stejného výrobce (Kollmorgen, obr.31), konkrétně řady S600. Jednou z výhod kombinace využití motorů a řadičů stejného výrobce je fakt, že dané řadiče mají v interní paměti zaneseny parametry podporovaných motorů, což redukuje náročnost jejich nastavení, které navíc probíhá pohodlně přes RS-232 s využitím volně dostupné aplikace. Velkou výhodou je rovněž to, že jsou řadiče vybaveny nastavitelnými digitálními vstupy, pomocí nichž je lze řídit rovněž pomocí signálů STEP/DIR, řízením stroje se práce dále zabývá.



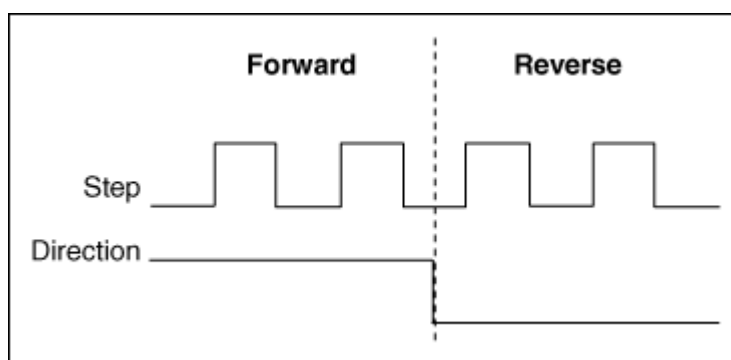
Obr. 31) Řadič servomotoru Kollmorgen Servostar S600

## 4.5 Řídicí systém a jeho periférie

Úlohou řídicího systému stroje je zajistit relativní pohyb mezi nástrojem a obrobkem, jehož parametry (dráha, rychlost) jsou zaneseny v NC kódu, který je systémem zpracováván. [6]

Podobně, jako je tomu v případě značné části ostatních komponent stroje, představují řídicí systémy, užívané v případě amatérsky konstruovaných strojů, kategorii, která je do určité míry specifická, a odlišná od průmyslově nasazovaných ekvivalentů. Odlišnost zde představuje například hardware, na kterém je systém provozován, kdy se ve většině případů jedná o běžné kancelářské PC, nikoliv průmyslový počítač, či speciální HW, vystavěný právě pro dané využití dodavatelem samotného systému.

Dalším charakteristickým rozdílem je pak způsob komunikace systému a výkonových stupňů, ovládajících servomotory. Zde obvykle není využito průmyslových sběrnic, nýbrž dvojice obdélníkových digitálních signálů STEP a DIR, jejichž využití je spíše, než v případě synchronních servopohonů typické pro řadiče krokových motorů. Princip řízení STEP/DIR ilustruje obrázek 32.



Obr. 32) Řízení pomocí signálů STEP/DIR [22]

Řízení pohonu pak probíhá tak, že v reakci na vzestupnou hranu signálu STEP (krok) je čtena binární hodnota signálu DIR (směr), a na jejím základě je provedena změna polohy rotoru v příslušném směru o předem stanovenou velikost inkrementu. Rychlost otáčení rotoru pohonu, a tím i rychlost pohybu osy stroje je přímo úměrná frekvenci signálu STEP, a o směru pohybu rozhoduje hodnota signálu DIR. Tento způsob řízení představuje omezení v případě, kdy aplikace využívá synchronní servopohony, jelikož ne všechny řadiče těchto pohonů daný způsob řešení umožňují. Alternativu v takovém případě představuje řízení pomocí sběrnice, či analogového signálu.

### 4.5.1 Vymezení požadavků aplikace

Jak plyne z předchozích kapitol, lineární osy stroje budou poháněny synchronními servomotory s řadiči Kollmorgen řady S600, umožňující pulzní řízení STEP/DIR. Dané řešení vyžaduje využití HW interpolátoru, přičemž uvažujeme-li nastavení servořadiče při užití motoru s resolverem na rozlišení 4096 diskrétních poloh na otáčku, odpovídá požadovaná frekvence řídicího signálu pro rychloposuv, stanovený na 12m/min, a stoupání šroubu 5mm zhruba 164 kHz.

Aby nebylo hardwarovou konfigurací řídicího systému znemožněno případné rozšíření stroje o čtvrtou (rotační) osu, je její řízení zahrnuto do požadavků na řídicí systém.

Dále je třeba specifikovat počet požadovaných vstupních, a výstupních signálů dle tab.18. Počet potřebných rozhraní definuje požadavky na modul HW interpolátoru, který představuje rozhraní mezi systémem a strojem nejen po řízení pohonů, ale i další potřebné snímače a zařízení. Uvažováno není řízení vřetene, jelikož bude realizováno pomocí sběrnice RS-485.

Tab 18) Vstupní a výstupní signály řídicího systému

Název	Typ	Počet signálů
Signál STEP osy X,Y,Z,A	Výstup	4
Signál DIR osy X,Y,Z,A	Výstup	4
Signál ENABLE – aktivace servořadičů	Výstup	1
Čerpadlo řezné kapaliny	Výstup	1
Čidlo nástrojové korekce osy Z	Vstup	1
Referenční snímač osy X,Y,Z,A	Vstup	4
Obvod koncových snímačů X,Y,Z,ESTOP	Vstup	2
Ruční MPG ovladač pro obsluhu	Vstup	4
Celkový minimální počet výstupních signálů		10
Celkový minimální počet vstupních signálů		11

#### 4.5.2 Řídicí systém stroje

Dle předchozí analýzy tuzemské komunity amatérsky konstruovaných strojů jsou pro svoje vlastnosti nejčastěji nasazovány systémy Mach3, LinuxCNC a Gravos Armote. Nejvhodnější variantou byl autorem shledán systém LinuxCNC, a to z následujících důvodů.

- Systém je dostupný zdarma jako open-source software, který může uživatel libovolně modifikovat pro svoje účely samostatně, i s pomocí široce dostupných návodů
- Možnost řídit až 9 CNC os se sériovou i paralelní kinematikou
- Široká aktivní komunita uživatelů, dobrá dostupnost dokumentace, informací k provozu systému a doplňkových modulů
- Podpora velké řady průmyslových rozhraní od paralelního portu přes sortiment vstupně výstupních modulů firmy Mesa, až po využití průmyslových sběrnic.
- Výhodná cenová hladina, modularita a rozšiřitelnost rozhraní Mesa.
- Provoz na bázi systému Linux, který je na rozdíl od Windows dostupný zdarma
- Pravidelně vydávané aktualizace [26]

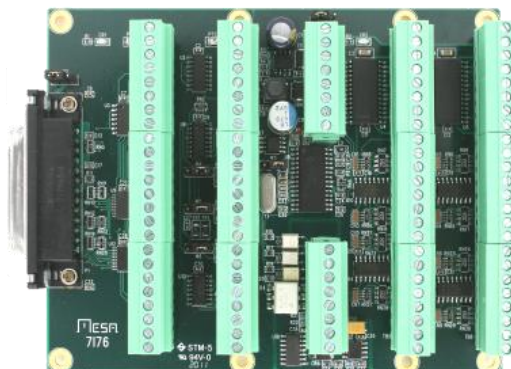
Systém LinuxCNC je pak nejčastěji využíván spolu s I/O moduly firmy Mesa Electronics, které mají zpravidla podobu PCI karty na bázi FPGA a rozšiřujících modulů, jejíž instalaci vzniká na daném PC rozhraní potřebné ke zpracování vstupních a výstupních signálů při řízení stroje.

Na základě stanovených požadavků lze následně sestavit potřebnou konfiguraci HW rozhraní mezi řídicím systémem, výkonovými stupni pohonů a zbytkem HW.

Vhodným řešením byla shledána kombinace modulů Mesa 5i25 (obr.33), poskytující až 34 nezávislých pinů, které mohou být konfigurovány jako vstupní, i výstupní, spolu s rozšiřující kartou Mesa 7i76 (obr. 24), vytvářející potřebné rozhraní pro komunikaci se servořadiči. Modul umožňuje pulzní řízení až pěti os, dále poskytuje rozhraní pro zpětnou vazbu polohy včetně pomocí enkodéru, a 48 vstupně-výstupních pinů pro všeobecné využití. [23]

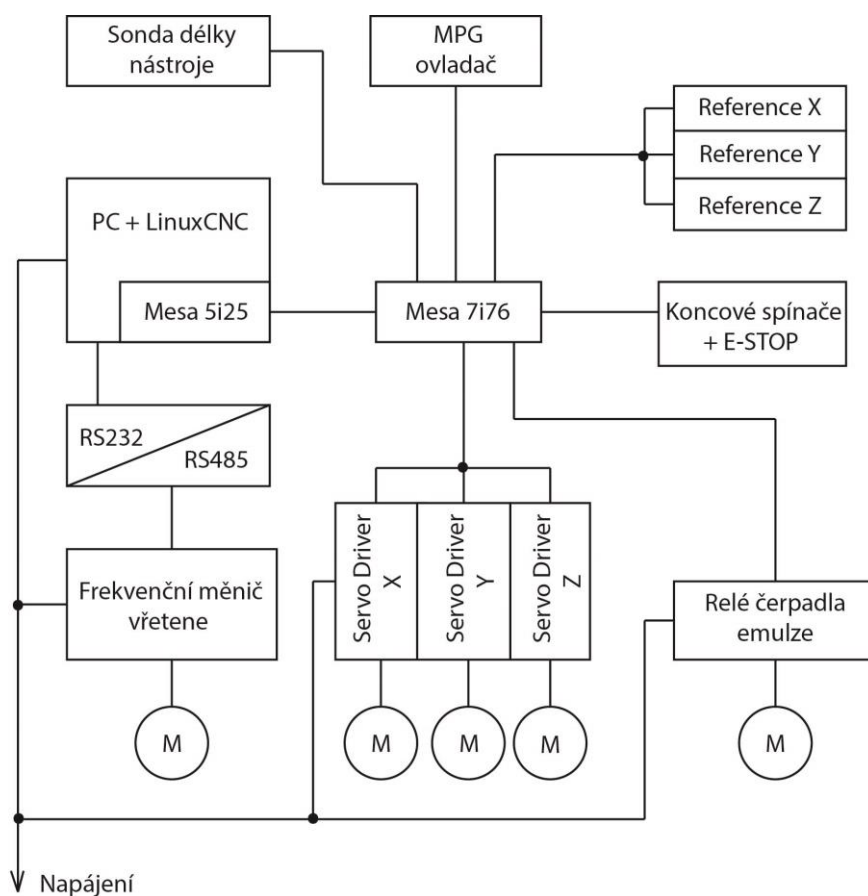


Obr. 33) Mesa 5i25 [23]



Obr. 34) Mesa 7i76 [24]

Navržené řešení je dále popsáno pomocí blokového schématu dle obr. 35. Vzhledem k tomu, že je stroj prezentován jako tříosý, schéma nezahrnuje eventuální čtvrtou osu.



Obr. 35) Blokové schéma řízení stroje

## 4.6 Mechanické komponenty lineárních os

### 4.6.1 Pohybové šrouby

Lineární osy obráběcích strojů, využívají ke svému pohonu obvykle pohybové šrouby. Často se lze setkat také s řešením založeným na pastorku a hřebenu, což je však typické spíše pro stroje s velkými pracovními rozsahy, mezi něž se běžné amatérské a poloprofesionální konstrukce neřadí. Pozornost bude tedy věnována výhradně kuličkovým šroubům.

Základními geometrickými parametry kul. šroubů jsou průměr a stoupání. Jmenovitý průměr závitu určuje především vzpěrnou tuhost v souvislosti s jeho maximálními otáčkami ve vztahu k rotujícím hmotám a možnému rozkmitání hřídele podle jeho délky a uložení. Velikost stoupání pak určuje dynamické a silové vlastnosti převodu. [27]

#### Válcované kuličkové šrouby

Představují cenově nejdostupnější variantu, jsou vyráběny tvářením povrchu ocelové hřídele rotačními nástroji s tvarem profilu závitu s cílem získat polotovar pro další zpracování. Následuje povrchové kalení a leštění povrchu kuličkového šroubu. Vlivem použité technologie výroby vzniká v kuličkovém šroubu pnutí, které se může projevit deformací vlastní osy hřídele s následkem zvýšení hlučnosti chodu. [27]

Typickou aplikací jsou transportní aplikace, či amatérsky konstruované obráběcí stroje. Dodávány jsou obvykle v provedení s vůlí do 0,05mm, případně s vymezenou vůlí pomocí dvojité matice, či prostřednictvím volby velikosti valivých elementů.

Přesnost je významně ovlivněna kvalitou hutního polotovaru a podmínkami válcování. Standardně jsou vyráběny ve stupni přesnosti IT7 (0,052mm / 300mm), případně pak lze výběrem dosáhnout stupně IT5 (0,023mm / 300mm). Typický profil válcovaného kuličkového šroubu s jednoduchou přírubovou maticí znázorňuje obrázek 36.[27]



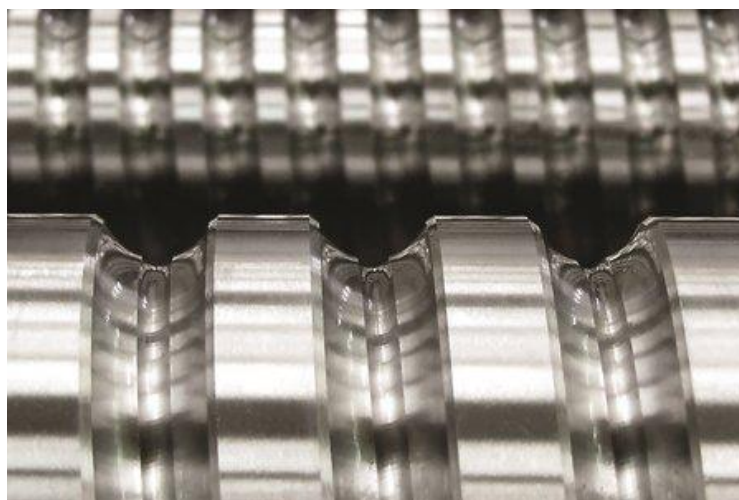
Obr. 36) Válcovaný kuličkový šroub s maticí [28]

#### Okružované kuličkové šrouby

Jsou vyráběny třískovým obráběním zakaleného povrchu nástroji s profilem závitu. Vyjma transportních aplikací již nacházejí využití i jako polohovací šrouby v průmyslových aplikacích. Výrobci běžně dodávají tyto šrouby ve stupni přesnosti IT5, případně pak IT7 s rozsahem průměru 16 – 80 mm a rozsahem stoupání 5-20mm [27].

## Broušené kuličkové šrouby

V tomto případě je závit zhotovován do předem obrobeného zakaleného polotovaru. Daná technologie je používána pro kusovou i sériovou výrobu, kdy je na základě přesnosti brousícího stroje a kvality brusných nástrojů dosahováno stupně přesnosti IT1 až IT3. Broušené kuličkové šrouby vykazují vysokou geometrickou přesnost a životnost, která je vykoupena výrobní náročností a tomu odpovídající cenou. Profil broušeného šroubu je zobrazen na obrázku 37. [27]

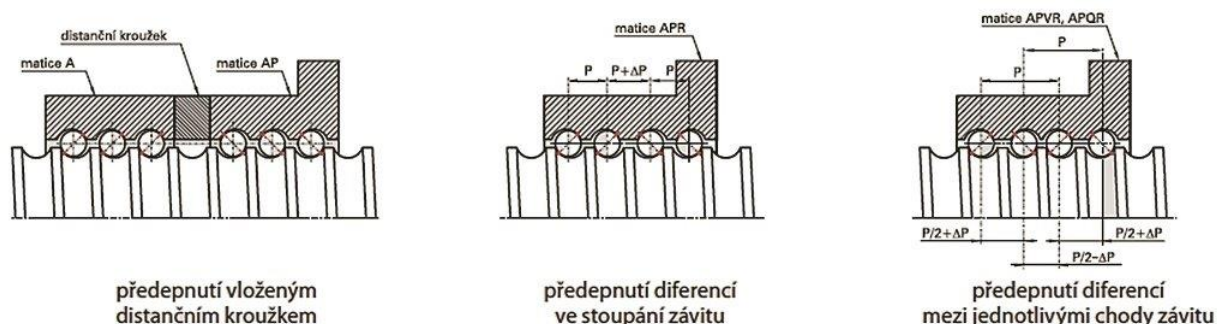


Obr. 37) Profil kuličkového šroubu zhotovený broušením [27]

## Předepínání kuličkových šroubů

Předepnutí je silové působení mezi kuličkovým šroubem a jeho maticí, které se zavádí za účelem dosažení vysoké tuhosti a vymezení axiální vůle. Při předepnutí je nejprve vymezena vůle mezi závitem matice, šroubu a valivým elementem (kuličkou). Následně je záměrně vyvozena pružná deformace mezi těmito komponentami, jejíž velikost určuje předepnutí. [29]

S ohledem na výrobní tolerance je předepínání záležitostí spíše broušených a okružovaných šroubů. U válcovaných šroubů je nabízeno například vymezení vůle a docílení lehkého předepnutí výběrem rozměru valivých elementů. Další možností je použití dvou matic s broušenou distanční podložkou (obr.38), nebo předepnutí diferencí závitu v případě jedné matice – zde pak záleží, zda se jedná o jedno, či dvouchodou matici. V případě jednochodé se výrobně vytváří difference stoupání v jedné části závitu oproti druhé. U dvouchodé matice lze tuto diferencii vytvořit mezi jednotlivými závity matice. [29]



Obr. 38) Metody vyvození předepnutí kuličkového šroubu [29]



## Technické hledisko

Pro dosažení co možná nejvyšší přesnosti polohování je žádoucí volit pohybové šrouby zhotovené ve vysokém stupni přesnosti, čili nejlépe šrouby broušené. Je-li stoupání šroubu zatíženo chybou, lze ji kompenzovat dvěma způsoby. Je-li daná osa vybavena přímým odměřováním polohy, je chyba zcela eliminována. V případě odměřování nepřímého (obvykle pak rotačního snímače na rotoru servomotoru), lze s využitím vhodného měřicího vybavení danou odchylku v rámci celého pracovního rozsahu zmapovat a následně zanést korekce do řídicího systému, který však musí daný úkon podporovat.

Vymezení vůle mezi šroubem, valivými elementy a maticí je rovněž zcela žádoucí, přestože lze v případě její existence za předpokladu znalosti velikosti vůle zanést daný údaj do řídicího systému a její vliv částečně kompenzovat.

Předepnutí dále zvyšuje tuhost výše zmíněného spojení, a přináší tak další pozitivní vliv na přesnost polohování dané osy. Jeho negativním dopadem je zvýšení pasivních odporů, které představují dodatečnou zátěž, s níž se musí vypořádat servomotor dané osy.

## Ekonomické hledisko

Lze bezpochyby předpokládat, že broušené provedení kuličkových šroubů se bude vyznačovat nejvyšší cenou. S ohledem na možnosti a zároveň potřeby autora, především z hlediska požadované přesnosti polohování lze variantu broušených šroubů z porovnání vyřadit. V úvahu připadá okružované a válcované provedení, kdy uvažujeme toleranci IT7 pro válcované, a IT5 pro okružované šrouby. Informace o ceně okružovaných šroubů nebyla autorovi žádným z dodavatelů (TeaTechnik, KSK Kuřim) sdělena, proto je dále věnována pozornost pouze válcovanému provedení. Následující cenová informace uvedená v tab.19 vychází z nabídky dodavatele CNC-Shop.

Tab 19) Cenové porovnání kuličkových šroubů

Varianta	Cena vč. DPH
Válcovaný kuličkový šroub 16×5– C7 HIWIN	1540 Kč / m
Válcovaný kuličkový šroub 16×5 – C7 TBI Motion	1850 Kč / m

V konstrukci stroje budou tedy použity válcované kuličkové šrouby v třídě přesnosti IT7 bez předepnutí. Bude provedeno měření vůle mezi maticí a šroubem, dále pak měření přesnosti polohování, a dané odchylky budou zaneseny do korekcí řídicího systému. Takovéto řešení lze předběžně shledat jako vyhovující pro předpokládané využití stroje.

Pakliže by v budoucnu došlo ke změně požadavků na vlastnosti stroje, lze pohybové šrouby bez zásadních konstrukčních úprav nahradit preciznějším provedením, nebo instalovat přímé odměřování polohy, které by vliv šroubu eliminovalo.

### 4.6.2 Návrh kuličkových šroubů

Pro všechny osy stroje jsou předběžně zvoleny kuličkové šrouby výrobce Hiwin, jmenovitý průměr 16mm, stoupání 5mm. Provedení matice přírubové, matice bez předepnutí.

Uložení šroubů radiálně a axiálně v místě zakončení u pohonu, na protějším konci pak pouze radiálně. Tabulka 20 uvádí základní parametry vybraného šroubu.

Tab 20) Parametry kuličkového šroubu [30]

Jmenovitý průměr, $d_s$	16 mm
Malý průměr, $d_k$	12,9 mm
Stoupání, $P$	5 mm
Nepodepřená délka šroubu osy X, $l_{ndx}$	474 mm
Nepodepřená délka šroubu osy Y, $l_{ndy}$	554 mm
Nepodepřená délka šroubu osy Z, $l_{ndz}$	240 mm
Statická únosnost šroubu, $C_0$	12 470 N
Dynamická únosnost šroubu, $C_{dyn}$	7 320 N
Otáčkový faktor pro válcovaný šroub, $D_{n,max}$	70 000

### Kontrola z hlediska maximálních otáček

Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu:

$$n_{ks} = \frac{v_p}{P} = \frac{12\,000}{5} = 2400 \text{ min}^{-1} \quad (25)$$

Kritické otáčky šroubu  $n_k$  lze následně určit pro nejdelší instalovaný šroub, čili šroub osy X. Vyhoví-li daný šroub kontrole, platí stejný závěr i pro zbývající, jelikož jsou jejich délky nižší, a jejich uložení a provedení identické. Koeficient uložení  $k_d$  určen dle typu uložení.

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{ndx}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{12,9}{544^2} \cdot 10^8 = 7350 \text{ min}^{-1} \quad (26)$$

Nejvyšší přípustné otáčky pohybového šroubu:

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_k = 0,8 \cdot 7350 = 5880 > n_{ks} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (27)$$

### Kontrola vzpěrné tuhosti – statické hledisko

Statická axiální síla na šroub osy Z:

$$F_{skz} = m_z \cdot g = 93 \cdot 9,81 = 912 \text{ N} \quad (28)$$

Statická axiální síla na šroub osy X a Y:

$$F_{sk\ x,y} = F_c = 695 \text{ N} \quad (29)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla na nejdelší pohybový šroub stroje:

$$F_{k,max} = \frac{1}{2} \cdot k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{ndx}^2} \cdot 10^5 = \frac{1}{2} \cdot 2,05 \cdot \frac{12,9^4}{800^2} \cdot 10^5 = 9591 \text{ N} \quad (30)$$

$$F_{k,max} > F_{sk\ x,y} \text{ a zároveň } F_{k,max} > F_{sk\ z} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$



## Kontrola vzpěrné tuhosti, dynamické hledisko

Dynamická axiální síla na šroub osy X:

$$F_{dk,x} = m_x \cdot a = 103 \cdot 0,8 = 82,4 \text{ N} \quad (31)$$

Dynamická axiální síla na šroub osy Y:

$$F_{dk,y} = m_y \cdot a = 136 \cdot 0,8 = 108,8 \text{ N} \quad (32)$$

Dynamická axiální síla na šroub osy Z:

$$F_{dk,z} = m_z \cdot \left( g + \frac{v_p}{t_p} \right) = 93 \cdot \left( 9,81 + \frac{0,2}{0,25} \right) = 987 \text{ N} \quad (33)$$

Kontrola z dynamického hlediska pro nejdelší šroub stroje:

$$F_{k,max} > F_{dk,x} \wedge F_{k,max} > F_{dk,y} \wedge F_{k,max} > F_{dk,z} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (34)$$

## Kontrola z hlediska otáčkového faktoru

Jelikož jsou osy stroje osazeny identickými šrouby, pouze s rozdílem délky, lze kontrolu provést v jediném kroku. Otáčkový faktor:

$$D_n = d_s \cdot n_{KS} = 12 \cdot 2400 = 28\,800 < D_{n,max} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (35)$$

## Výpočet trvanlivost:

Trvanlivost kuličkového šroubu osy X v hodinách:

$$L_{Hx} = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} = \left( \frac{7\,320}{695} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1584} = 12\,293 \text{ hod} \quad (36)$$

Životnost kuličkového šroubu osy X v otáčkách:

$$L_x = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{7\,320}{695} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,16 \cdot 10^9 \text{ otáček} \quad (37)$$

Životnost kuličkových šroubů všech os stroje uvádí tab. 21. Pracovní podmínky os X a Y jsou odvozeny od navrženého stavu hrubování nezelezné slitiny, který je popsán v kapitole zabývající se vřetenem frézky.

Tab 21) Trvanlivost kuličkových šroubů

Osa	Zátěžná síla, $F_m$	Pracovní otáčky	Posuvová rychlost	Trvanlivost v hodinách
Y	695 N	1584 ot/min	7,92 m/min	12 293 hod
Z	987 N	600 ot/min	3 m/min	11 331 hod

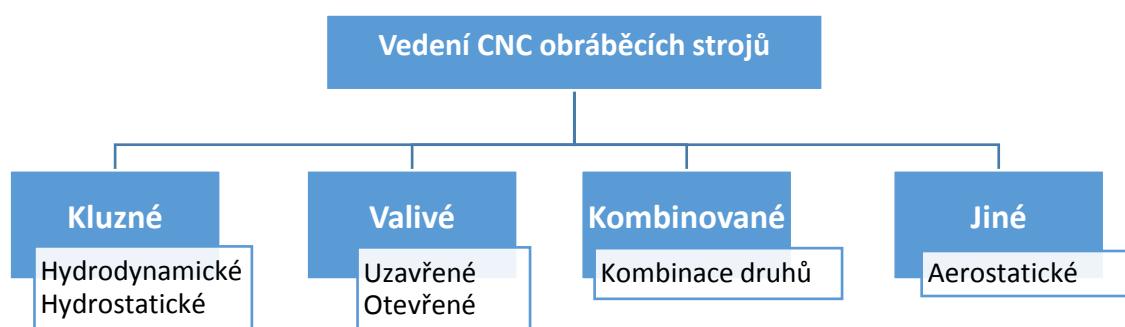
Kuličkové šrouby všech os vyhovují požadavkům na využití pro účely autora s rezervou. V případě osy Z je uvažována nižší posuvová rychlost, protože bude během obrábění často nehybná, což je daným opatřením zjednodušeně zohledněno.

## 4.7 Lineární vedení pracovních os

Vedení slouží k zajištění definovaného pohybu posouvajících se částí lineárních posuvových soustav. Při konstrukci obráběcích strojů klademe na vodící prvky následující požadavky: [6]

- Vysoká statická a dynamická tuhost
- Zhotovení s takovou přesností, aby odchylky dráhy pohybu od ideálního tvaru byly v určitých mezích, daných požadovanou přesností práce stroje
- Odolnost vůči opotřebení, daná vhodným materiálem vedení a tepelným zpracováním
- Možnost vymezení vůle vzniklé opotřebením vedení při provozu
- Výborná jakost povrchu a její následek v podobě snížení tření a opotřebení
- Ochrana proti vnikání prachu, třísek a nečistot, mazání [6]

Z hlediska konstrukce lze následně užívaná vedení rozdělit do kategorií dle obr.39.

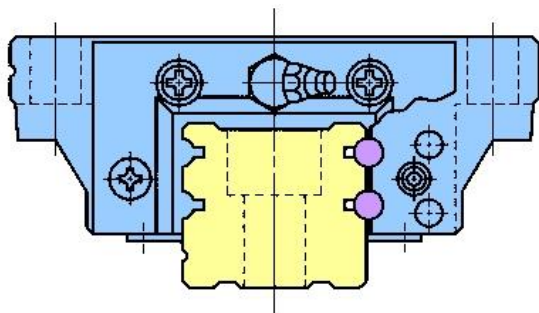


Obr. 39) Druhy vedení CNC obráběcích strojů [6]

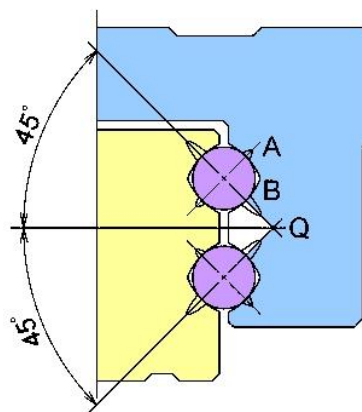
V segmentu strojů, jimiž se práce zabývá jsou s ohledem na povahu strojů, jejich rozměry, využití a technologickou náročnost jejich výroby používána výhradně valivá vedení s valivými elementy v podobě kuliček.

Jejich alternativu představují vedení s válečky, nabízející vyšší tuhost a únosnost, nicméně kuličková vedení zde dostačují ve všech případech. Jak bylo zmíněno v kapitole zabývající se cíli a omezeními návrhu, autor má kompletní sadu valivých vedení k dispozici, a konstrukce stroje je jim proto v určité míře přizpůsobena.

Jedná se o vedení renomovaného výrobce NSK řady LY a jmenovitým rozměru 35. Profil kolejničky má po obou stranách dvě drážky, v nichž se odvalují kuličky, jak ukazuje obrázek 40 a detail na obrázku 41.



Obr. 40) Profil valivého vedení LY35



Obr. 41) Valivé elementy – detail

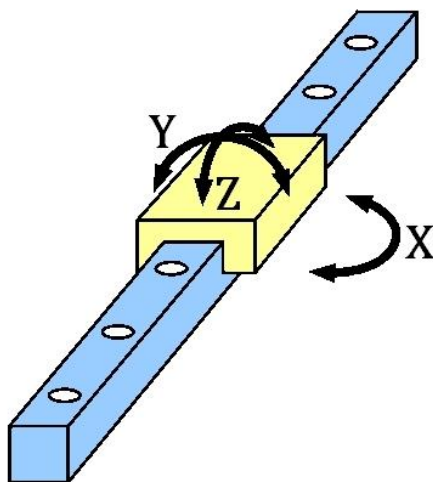
Již ze jmenovitého rozměru vedení je patrné, že pro dané využití je velmi bohatě dimenzováno, a patrně by bylo možno očekávat úspěšné provedení návrhu i s lehčí řadou vedení. Důvodem volby daného řešení je však jednak snaha eliminovat možnost, že by byly parametry vedení faktorem limitujícím možnosti stroje, dále pak také skutečnost, že daná vedení, zakoupená z nevyužitých skladových zásob (rok výroby 1993) již nejsou na trhu od dodavatele k dispozici. Pokud by tedy v budoucnu došlo k jejich opotřebení, může se vyskytnout problém s jejich přímou nahraditelností.

Lze však předpokládat, že životnost takto dimenzovaných vedení bude natolik vysoká, že potřeba jejich výměny prakticky nenastane. Základní parametry vedení potřebné ke kontrole uvádí tab. 22.

Tab 22) Parametry lineárního vedení NSK LY35 [31]

Statická únosnost, $C_0$	51 000 N
Dynamická únosnost C	35 000 N
Statický moment ve směru osy X	580 Nm
Statický moment ve směru osy Y e	880 Nm
Statický moment ve směru osy Z	580 Nm
Počet lineárních vozíků instalovaných na jedné ose, $i_v$	4

Orientaci klopných momentů uvedených v tabulce 22 dále ilustruje obrázek 42.



Obr. 42) Orientace klopných momentů lineárního vedení [31]

#### 4.7.1 Kontrola namáhání lineárních vedení

Pro jednotlivé osy je třeba následně provést rozbor namáhání jednotlivých prvků vedení. Jelikož jsou všechny osy osazeny identickými komponentami, je možno kontrolu omezit na vyhledání nejvíce namáhané části, a určit její trvanlivost s tím, že bude-li shledána jako vyhovující, lze totéž říci i o všech zbývajících.

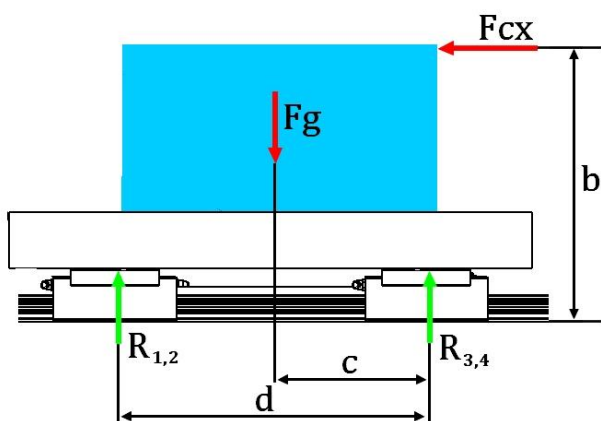
V rámci kontroly je zanedbán krouticí moment, generovaný vřetenem stroje, s ohledem na jeho nízkou hodnotu, která v poměru ke zbytku zatížení vedení nepředstavuje podstatné namáhání.

## Kontrola vedení osy X

Uvažujeme zatížení vedení tíhou komponent stroje, maximální dovolenou tíhou obrobku dle požadovaných parametrů stroje a působením řezné síly. Poloha jejího působíště vychází z maximálního pracovního rozsahu osy Z, kdy se vřeteník nachází v horní koncové poloze. Tím je vyvozena maximální délka ramene, na kterém působí řezná síla, a maximální velikost momentu, který síla vůči vedení vytváří.

Jak ukazuje obr. XXX, uvažována je nejvíce kritická varianta, kdy se působíště řezné síly nachází přímo v místě jednoho z vozíků (vozík č.4), který celou velikost zatížení zachycuje. Dané opatření a zjednodušení lze akceptovat s ohledem na to, že se uvažováním horšího případu zatížení návrh nachází vždy na bezpečnější straně řešení, jak je navíc uvedeno dále, trvanlivost vedení je i přesto více, než dostatečná. Zátěžné síly  $F_{cx}$  a  $F_{cy}$  představují dva zátěžné stavy, kdy řezná síla působí v ose X, resp. Y.

Rozložení zatížení dále ilustrují obrázky 43 – v rovině XZ a 44, v rovině XY.



Obr. 43) Zatížení vedení osy X v rovině XZ

Tečné zatížení nejvíce zatíženého vozíku osy X:

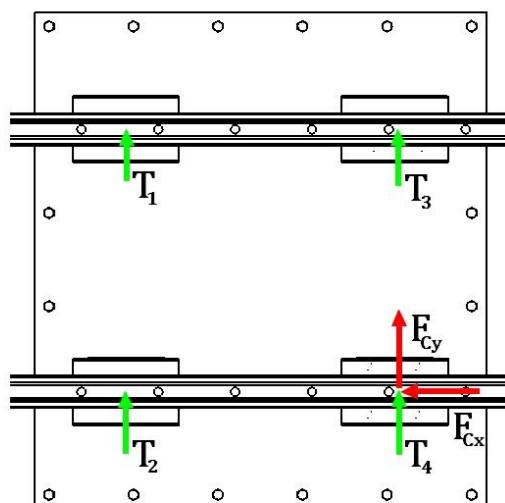
$$T_4 = F_{cy} = 695 \text{ N} \quad (38)$$

Radiální zatížení vozíků 1,4:

$$R_{1,4} = \frac{F_{cx} \cdot b}{2 \cdot d} + \frac{m_x \cdot g}{i_v} = \frac{695 \cdot 0,332}{2 \cdot 0,28} + \frac{196 \cdot 9,81}{4} = 892 \text{ N} \quad (39)$$

Radiální zatížení vozíků 2,3:

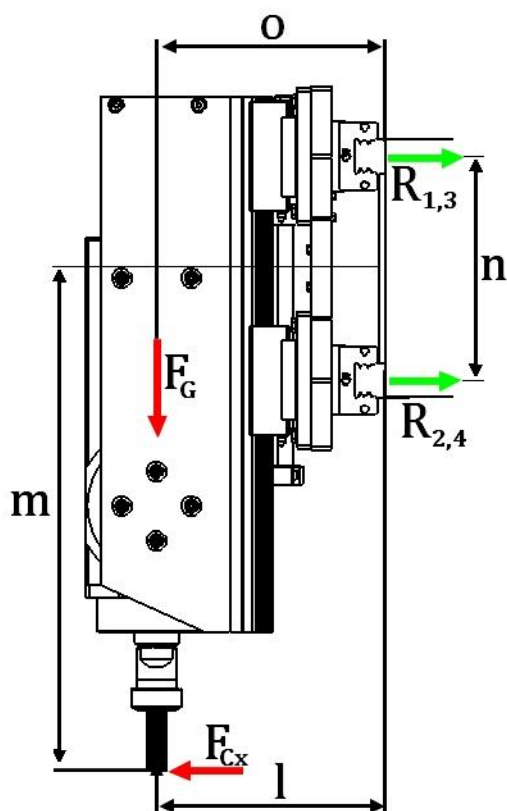
$$R_{2,3} = \frac{F_{cx} \cdot b}{2 \cdot d} - \frac{m_x \cdot g}{i_v} = \frac{695 \cdot 0,332}{2 \cdot 0,28} - \frac{196 \cdot 9,81}{4} = -68,7 \text{ N} \quad (40)$$



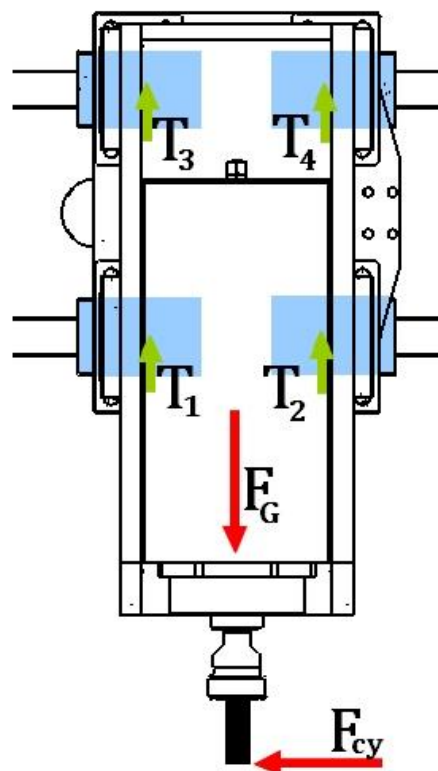
Obr. 44) Zatížení vedení osy X v rovině XY

## Kontrola vedení osy Y:

Zátěžné síly  $F_{CX}$  a  $F_{CY}$  představují dva zátěžné stavy, kdy řezná síla působí v ose X, resp. Y. Schéma zatížení vedení osy Y v rovinách XZ a YZ popisují obrázky 45 a 46.



Obr. 45) Zátížení vedení osy Y v rovině XZ



Obr. 46) Zátížení vedení osy Y v rovině YZ

Tečné zatížení vozíků:

$$T_{1,2,3,4} = \frac{m_y \cdot g}{i_v} = \frac{130 \cdot 9,81}{4} = 319 \text{ N} \quad (41)$$

Radiální zatížení vozíků 1,2:

$$R_{1,2} = \frac{F_{cx} \cdot m - m_y \cdot g \cdot o}{2 \cdot n} = \frac{695 \cdot 0,271}{2 \cdot 0,226} - \frac{130 \cdot 9,81 \cdot 0,201}{2 \cdot 0,226} = -150 \text{ N} \quad (42)$$

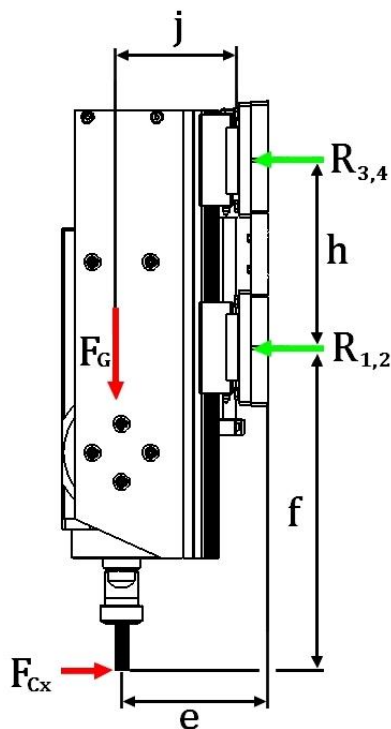
Radiální zatížení vozíků 3,4:

$$R_{3,4} = \frac{F_{cx} \cdot m}{2 \cdot n} + \frac{m_y \cdot g \cdot o}{2 \cdot n} = \frac{695 \cdot 0,271}{2 \cdot 0,226} + \frac{130 \cdot 9,81 \cdot 0,201}{2 \cdot 0,226} \quad (43)$$

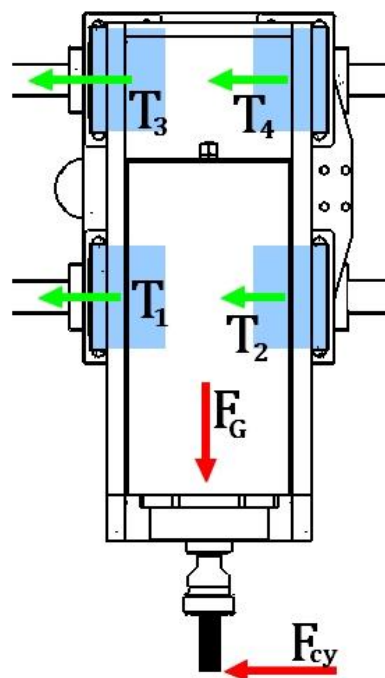
$$R_{3,4} = 983 \text{ N}$$

### Kontrola vedení osy Z:

Schéma zatížení vedení osy Z v rovinách XZ a YZ popisují obrázky 47 a 48.



Obr. 47) Zatížení vedení osy Z v rovině XZ



Obr. 48) Zatížení vedení osy Z v rovině YZ

Tečné zatížení vozíků 1,2:

$$T_{1,2} = -\frac{F_{cy} \cdot (h + f)}{2 \cdot h} = -\frac{695 \cdot (0,226 + 0,271)}{2 \cdot 0,226} = -764 \text{ N} \quad (44)$$

Tečné zatížení vozíků 3,4:

$$T_{3,4} = \frac{F_{cy} + 2 \cdot T_{1,2}}{2} = \frac{695 + 2 \cdot (-764)}{2} = -416 \text{ N} \quad (45)$$

Radiální zatížení vozíků 3,4:

$$R_{3,4} = \frac{F_{cx} \cdot m}{2 \cdot h} - \frac{m_z \cdot g \cdot j}{2 \cdot h} = \frac{695 \cdot 0,271}{2 \cdot 0,226} - \frac{93 \cdot 9,81 \cdot 0,126}{2 \cdot 0,226} \quad (46)$$

$$R_{3,4} = 162 \text{ N}$$

Radiální zatížení vozíků 1,2:

$$R_{1,2} = \frac{F_{cx} \cdot m}{2 \cdot h} + \frac{m_z \cdot g \cdot j}{2 \cdot h} = \frac{695 \cdot 0,126}{2 \cdot 0,226} + \frac{93 \cdot 9,81 \cdot 0,126}{2 \cdot 0,226} \quad (47)$$

$$R_{1,2} = 671 \text{ N}$$

Výsledek ukazuje, že nejvíce zatíženým vozíkem, respektive jejich dvojicí jsou vozíky 1 a 2, instalované na ose Z. V jejich případě je proveden výpočet trvanlivosti a kontrola zatížení.

### Kontrola statické únosnosti:

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$F_e = R_1 + T_1 = 671 + 764 = 1435 \text{ N} \quad (48)$$

Koeficient bezpečnosti statického namáhání:

$$k_s = \frac{C_0}{F_e} = \frac{51\,000}{1435} = 35,5 \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (49)$$

### Trvanlivost vedení:

Tab 23) Koeficienty výpočtu trvanlivosti vedení

Faktor zatížení, $f_w$	1,2
Faktor tvrdosti, $f_h$	1

Trvanlivost nejvíce zatíženého vozíku lineárního vedení,  $f_w$ ,  $f_h$  dle tab.23 :

$$L = 50 \cdot \left( \frac{f_h \cdot C}{f_w \cdot F} \right)^3 = 50 \cdot \left( \frac{1 \cdot 35000}{1,2 \cdot 1435} \right)^3 = 419 \cdot 10^3 \text{ km} \quad (50)$$

Přepočteme-li trvanlivost na časovou jednotku, přičemž uvažujeme posuvovou rychlost vypočtenou pro hrubování slitiny hliníku v kapitole zabývající se vřetenem stroje:

$$L_H = \frac{L \cdot 10^3}{60 \cdot 7,92} = 0,883 \cdot 10^6 \text{ hod} \quad (51)$$

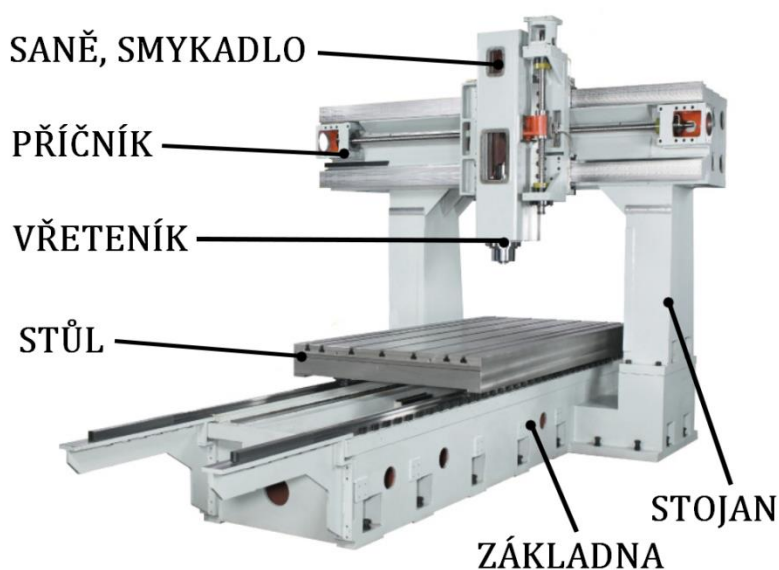
Z výsledku je patrné, že životnost vedení je v případě užití stroje předpokládaným způsobem prakticky neomezená. Skutečnost lze akceptovat s ohledem na to, že byl daný stav při volbě vedení předpokládán, a přestože nejde o optimální stav, je jeho dopad ryze pozitivní.

Pokud by se autor v budoucnu rozhodl stroj upravit instalací výkonnějšího vřetene a pohonů, je zajištěno, že tomu nosná konstrukce stroje nebude bránit.

## 4.8 Nosná konstrukce stroje

Frézka je koncepčně řešena jako portálová s posuvným stolem, její základní části představuje obr.49. Motivací k volbě dané koncepce využívající nepohyblivý portál je především fakt, že dané uspořádání umožňuje oproti jeho přímým alternativám (horní a spodní gántry) dosažení stejné tuhosti s nižší konstrukční náročností. S tímto faktorem úzce souvisí i nákladnost řešení, která je pro autora vzhledem k cíli stavbu daného stroje realizovat poměrně důležitá.

Nevýhodou daného řešení je především rozsáhlejší zastavěný prostor stroje při stejné velikosti pracovního prostoru. Nevzniká ale nutnost použití paralelně řazených pohonů na jedné ose, což výrazně usnadňuje řízení stroje, jelikož lze každou z pracovních os pohánět pouze jedním pohybovým šroubem a servomotorem.



Obr. 49) Základní části portálové frézky [32]

Zásadním rozhodnutím je v případě nosné konstrukce vyjma samotné koncepce především volba konstrukčního materiálu. Přehled charakteristických vlastností v průmyslu běžně užívaných řešení nabízí tabulka 24.

Tab 24) Přehled materiálů nosné konstrukce OS [6]

	<b>ocel</b>	<b>litina</b>	<b>polymerbeton</b>
<b>Měrná hmotnost [kg.m<sup>-3</sup>]</b>	7850	7200	2 200 – 2 500
<b>Poissonova konstanta [-]</b>	0,3	0,2-0,3	0,25-0,3
<b>Modul pružnosti v tahu [GPa]</b>	210	70-120	30-44
<b>Pevnost v tahu [MPa]</b>	400 – 1 600	150-400	10-40
<b>Pevnost v tlaku [MPa]</b>	250 – 1 200	700-1200	140-160
<b>Pevnost v ohybu [MPa]</b>	150-600	100-300	15-50
<b>Dekrement útlumu [-]</b>	0,002	0,003	0,02-0,03
<b>Koef. délkové roztažnosti [10<sup>-6</sup>/K]</b>	11-18	10	9-18
<b>Tepelná vodivost [Wm<sup>-1</sup>K<sup>-1</sup>]</b>	47	50	1-3



- **Ocel** je v případě daného segmentu (amatérských, či poloprofesionálních) strojů zcela nejčastěji užívaným materiálem. Důvodem je především rozsáhlá nabídka profilů a polotovarů, přijatelná cena a poměrně nízká technologická náročnost. Ta je dále závislá dle toho, jaká metoda spojování je v daném případě dominantní – svařovaná konstrukce vyžaduje méně náročné opracování na úkor nutnosti žíhání k odstranění vzniklého pnutí, je-li nakopak využito dílců spojených převážně šroubovými spoji, narůstá počet styčných ploch, které je třeba opracovat. Rozebíratelnost nosné konstrukce není v případě průmyslově nasazovaných obráběcích strojů zvláště přínosná, autor svépomocí budovaného stroje jí však může využít jak k pozdější modifikaci stroje dle změny priorit, tak i k případné nápravě konstrukčních nedostatků, jsou-li identifikovány až při provozu stroje.
- **Litinové** prvky nosné konstrukce nejsou pro tuto oblast typické, ačkoliv se s nimi lze ojediněle setkat (například stojany portálu). Důvodem je technologická náročnost spojená s nutností existence modelového zařízení. Dané stroje jsou navíc až na výjimky vyráběny pouze v jednom exempláři, což není pro danou metodu typické a optimální. Náročnější je i samotný konstrukční návrh stroje, kdy je třeba umožnit zaformování, dodržet vhodné tloušťky stěn, poloměry a úkosy. Výhodou oproti oceli je mírně vyšší hodnota dekrementu útlumu.
- **Polymerbetony** jsou pak po oceli druhým nejvíce využívaným materiálem. Vynikají především výbornou schopností tlumení vibrací generovaných procesem obrábění, na což poukazuje řádově vyšší hodnota dekrementu útlumu ve srovnání s konstrukční ocelí, viz tabulka XXX. Jelikož lze u polymerbetonu docílit velmi podobné hodnoty délkové roztažnosti, jako u oceli, lze dané materiály kombinovat, aniž by při změně teploty výsledného celku hrozil vznik nepříjemných vnitřních pnutí. Funkční plochy mohou být proto opatřeny ocelovými profily a opracovány po zalití danou směsí. Technologická náročnost řešení pak spočívá především v přípravě směsi polymerbetonu a samotného odlití spojeného s nutností výroby formy. Výhodná je nízká náročnost na opracování, kdy téměř vždy odpadají styčné plochy stojanů s příčником, jelikož je portál stroje celistvý.

#### 4.8.1 Volba materiálu nosné konstrukce

Do faktorů ovlivňujících výsledné rozhodnutí vstupují kromě již zmíněných vlastností jednotlivých variant i vlivy zohledňující preference a technologické možnosti autora stroje.

Je proto zvoleno řešení využívající dělenou ocelovou konstrukci kompletovanou pomocí šroubových spojů. Cílem je vyhnout se vzniku rozměrných nerozebíratelných sestav a svařenců, které by vyžadovaly žíhání a s ním spojenou další manipulaci.

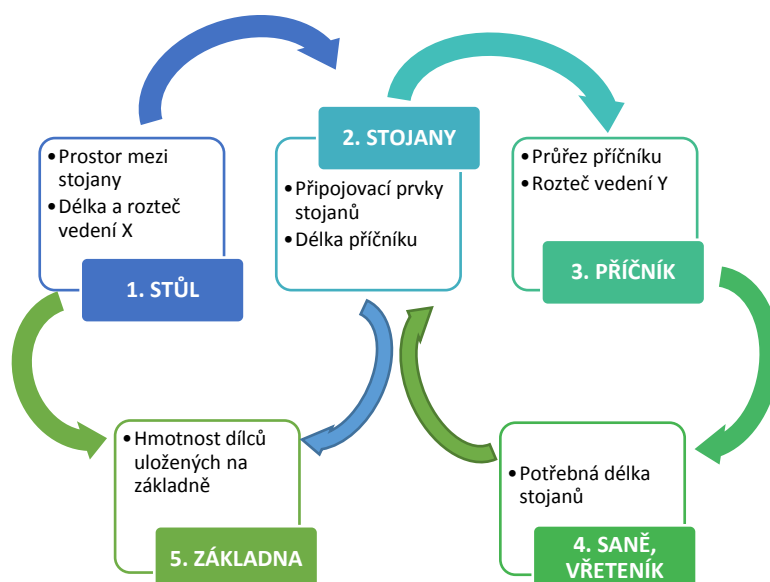
Vzniklá nutnost opracovávat větší množství dílců není výrazným zdrojem nákladů, jelikož má autor k dispozici konvenční obráběcí stroje, především pak stolovou horizontální vyvrtávačku TOS WH-63. Právě na možnosti tohoto stroje bude následně brán určitý ohled při volbě maximálních rozměrů některých částí tak, aby je bylo možno v co možná nejvyšší míře na daném stroji upnout, a opracovat.

## 5 NÁVRH NOSNÉ KONSTRUKCE

### 5.1.1 Algoritmus návrhu nosné konstrukce

Mezi vstupní parametry návrhu se řadí požadované rozměry pracovního prostoru stroje, na které jsou vázány pracovní rozsahy jednotlivých os, délky lineárních vedení a pohybových šroubů. Jeho cílem je pak vytvoření dostatečně tuhého a stabilního rámu za současné snahy minimalizovat nákladnost a náročnost jeho výroby, zajistit prostor pro veškeré periferie a konstrukčně umožnit seřízení geometrie stroje.

Jednotlivé základní konstrukční celky jsou pak navrhovány v určité interakci, kdy každá ze skupin ovlivňuje zbylé části především z hlediska některých charakteristických a připojovacích rozměrů. Nevhodně zvolený postup návrhu pak může mít za následek nutnost mnoha opakovaných úprav jednotlivých dílců. Je proto žádoucí zvolit tento postup před samotným návrhem. Jeho podobu ilustruje obr. 50.



Obr. 50) Schéma algoritmu návrhu nosné konstrukce

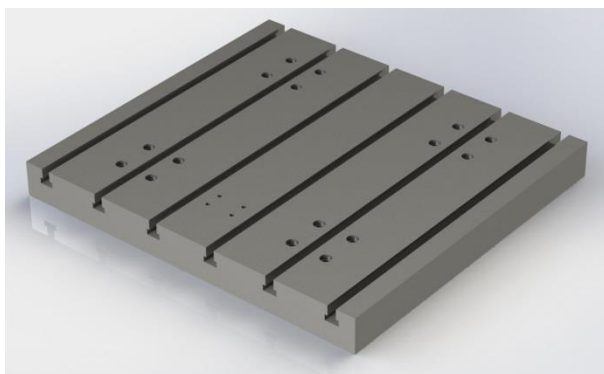
## 5.2 Stůl frézky

Stůl, který slouží k upínání obrobků je jednou z klíčových komponent stroje. Během obrábění koná translační pohyb ve směru osy X a zachycuje všechny složky řezné síly, které jsou na něj přenášeny od nástroje prostřednictvím upnutého obrobku. Jeho tuhost proto ovlivňuje celkovou tuhost frézky, a tím i její užité vlastnosti.

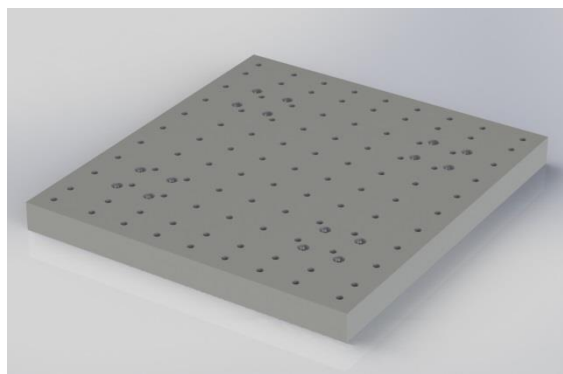
Rozměry stolu, respektive jeho pracovní oblasti využitelné k upínání obrobků se odvíjí od pracovních rozsahů stroje. Cílové hodnoty pracovních rozsahů stroje, jehož návrhem se práce zabývá jsou 450 mm v ose X a 500 mm v ose Y. V zájmu umožnění efektivního využití celého pracovního rozsahu je pak žádoucí, aby byl rozměr stolu vyšší, než pracovní rozsah v dané ose. Oblast, která pak není přístupná s libovolně nízkým průměrem nástroje (avšak od určité hodnoty průměru frézy ji lze rovněž opracovat) je vyhrazena pro upínání maximální velikosti obrobku, která v limitním případě odpovídá právě pracovnímu rozsahu dané osy.

V oblasti, do níž lze navrhovaný stroj zařadit se pak lze setkat se dvěma variantami z hlediska provedení. Jedná se o T-drážky (obr.51), které jsou standardně užívány na profesionálních strojích, nebo pole závitových otvorů (obr.52), které představují určitou, ne však plnohodnotnou alternativu. T-drážky vynikají komfortem a variabilitou upínání, kdy je prostřednictvím posunu matic v drážkách možno nastavit v ose drážky libovolnou polohu upínek, či upínat příslušenství (např. strojní svěráky) o libovolné rozteči připojovacích otvorů.

Přesto je nahrazení T-drážek závitovými otvory v případě amatérských konstrukcí hojně využíváno a lze se s ním setkat častěji, nežli s T drážkami. Důvodem je především nižší technologická náročnost výroby spolu s faktem, že závitové otvory výrazně méně zeslabují průřez základního materiálu stolu. Následkem toho pak jednak klesá požadovaná hodnota tloušťky desky stolu při identické tuhosti, a s ní tedy samozřejmě i nákladnost řešení. Nelze opomenout ani vliv na výslednou hmotnost dílce.



Obr. 51) Stůl s T-drážkami



Obr. 52) Stůl se závitovými otvory

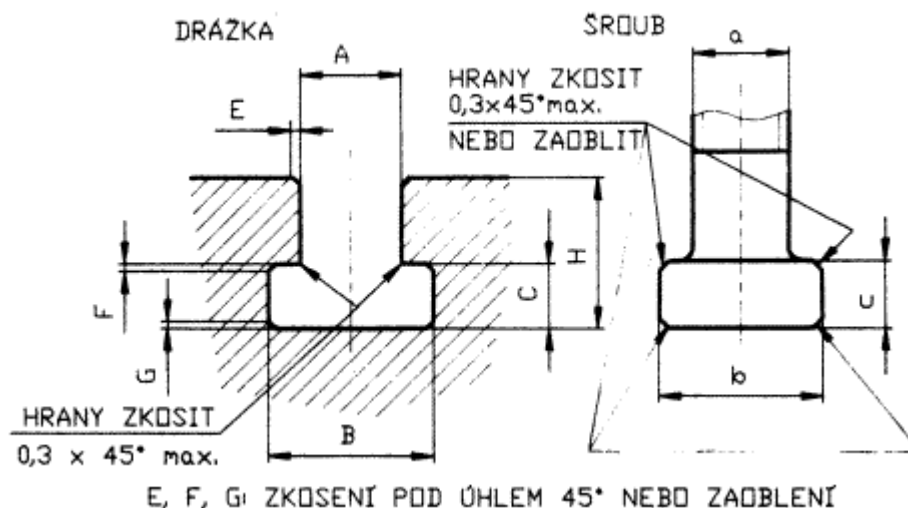
V zájmu volby optimálního řešení je proto třeba posoudit obě varianty prostřednictvím multikriteriální analýzy zahrnující veškeré podstatné vlivy.

### 5.2.1 Vliv provedení stolu na jeho tuhost

Vzhledem k tomu, že vytvořením konstrukčních prvků sloužících k upínání obrobků dochází k zeslabení průřezu stolu a snížení jeho ohybové tuhosti je třeba tento vliv vyhodnotit.

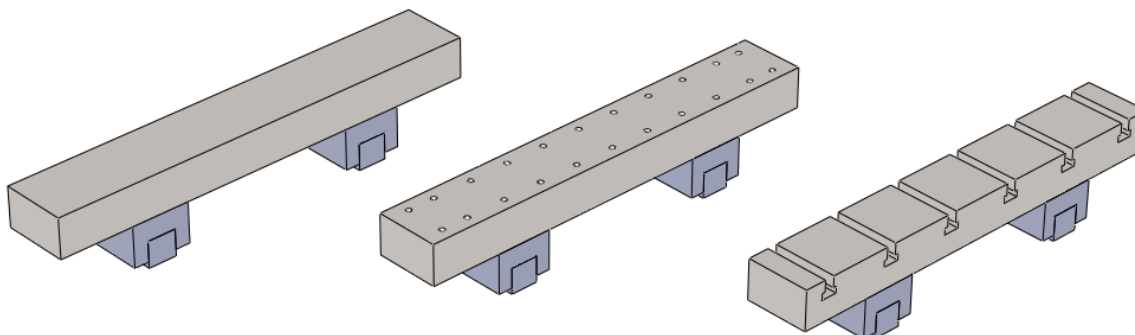
Pro dané varianty bude s využitím metody konečných prvků v prostředí Ansys Workbench sestavena závislost deformace kritických oblastí na tloušťce základního materiálu. Ta je v konstrukci podstatným parametrem, který má vliv jak na cenu polotovaru, tak i vlastnosti stroje – množství hmot uváděných do pohybu, dynamika dané osy frézky.

Porovnávány jsou dvě možné varianty – T-drážky o jmenovité šířce 12mm dle normy ČSN 02 1030 dle obr. 53 a pole závitových otvorů.



Obr. 53) T-drážky – provedení [33]

Jelikož jsou T-matice určeny pro tento rozměr drážek opatřeny závity M8, bylo jako druhá varianta zvoleno pole závitových otvorů identického rozměru o rozteči základního 50mm ve vnitřní oblasti. V oblasti okrajů stolu jsou pak otvory umístěny v konstantní vzdálenosti od hrany stolu, protože zachování stejné rozteče, jako na zbytku stolu by znemožnilo jejich optimální umístění. V zájmu možnosti snadno demonstrovat vliv daného řešení na polotovar stolu je graf následně doplněn i o křivku představující identickou závislost pro případ, kdy by byl stůl tvořen plným průřezem dané tloušťky bez jakýchkoliv úprav.

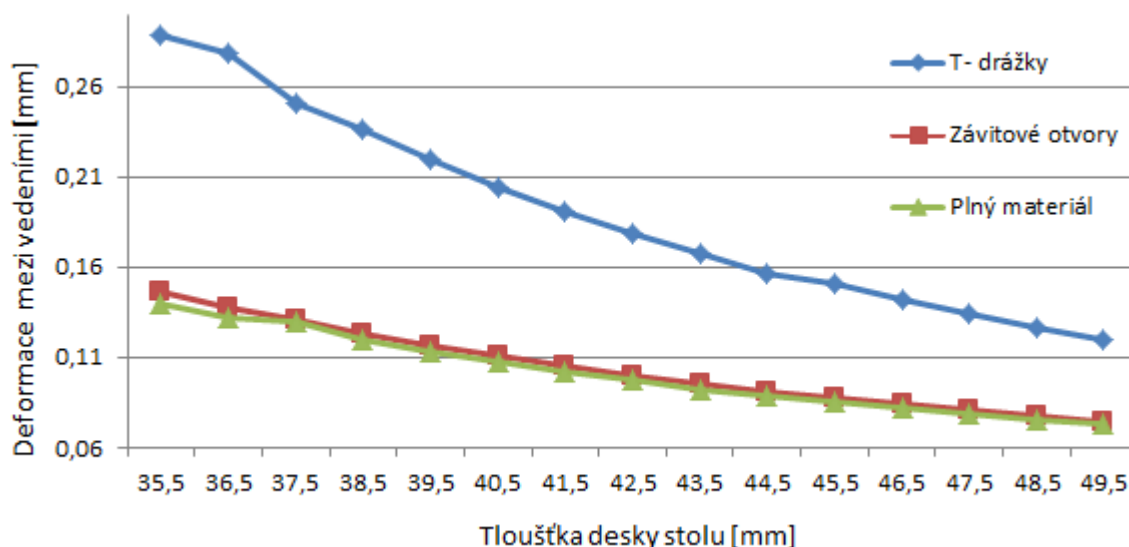


Obr. 54) Varianty konstrukčního řešení stolu – výseče geometrie

Zatím, co pole závitových otvorů ovlivňuje stůl identicky v obou rovinách, míra ovlivnění vlastností profilu T-drážkami je rozdílná ve dvou případech. Kritičtější vliv má zeslabení v rovině kolmé na osu drážek, proto je vyhodnocení zaměřeno na tento případ.

V zájmu snížení výpočetní náročnosti úlohy je možno porovnání provést na reprezentativním vzorku, který je tvořen výsečí stolu (obr.54) s dvojicí lineárních vedení. Pro daný případ lze z modelu odstranit otvory spojující stůl s vozíky vedení, protože je jejich vliv na všechny varianty identický a v případě porovnání je tedy nepodstatný.

Je třeba vytyčit body, v nichž bude deformace určována a zaznamenávána. Jako kritické se zde jeví dvě oblasti – okraj stolu a bod ve středu rozteče vedení. Jelikož má však závislost deformace na tloušťce stolu pro oba případy stejný trend, pro porovnání postačuje jeden z nich – střed rozteče vedení.



Obr. 55) Graf závislosti průhybu stolu mezi vedeními na jeho tloušťce

Jak je následně patrné z grafu dle obr.55, jenž je výstupem příslušné analýzy, představují T-drážky poměrně značné snížení ohybové tuhosti stolu.

Provedení, které drážky využívá, vykazuje zhruba dvojnásobnou hodnotu průhybu při stejné tloušťce stolu oproti závitovým otvorům. Obdobné tuhosti, jakou disponuje stůl s drážkami a polotovarem o síle 50mm lze se závitovými otvory dosáhnout již s polotovarem o 20% slabším, čili 40mm tloušťky. Pole děr v dané konfiguraci navíc vykazuje zcela zanedbatelné ovlivnění základního materiálu, jelikož se křivka jemu náležící nachází téměř v zákrytu s křivkou představující identickou závislost pro plný průřez bez otvorů.

### 5.2.2 Ekonomické a technologické hledisko

Z ekonomického hlediska se jeví jako výhodnější varianta stolu bez drážek. Uvažujeme-li pro každou ze stran stolu přídavek pro opracování 2,5mm, lze použít polotovary dle tab.25. Uvažované opracování představuje frézování upínací a spodní plochy stolu, jejich broušení a frézování obvodových ploch.

Ceny byly stanoveny dle nabídky dodavatele hutního materiálu KONDOR s.r.o. Zahrnut není poplatek za dělení materiálu z polotovaru – tabule.

Tab 25) Varianty polotovarů stolu frézky

Konstrukční varianta	Typ polotovaru	Hmotnost	Cena vč. DPH
T- drážky	Plech 500×550×55, S235J2	132 Kg	3464 Kč
Závitové otvory	Plech 500×550×45, S235J2	108 Kg	2746 Kč

Z hlediska technologie se rovněž jeví jako méně náročná varianta bez drážek. Frézováním T-drážek do plného materiálu dochází k nesymetrickému zeslabení průřezu, a tím vyvolanému průhybu dílce vlivem pnutí. Vzniklou tvarovou odchylku je proto nutno odstranit dalším opracováním upínací a spodní plochy. Vrtání otvorů oproti tomu představuje znatelně menší úběr materiálu, který nemá za následek deformaci dílce, jejíž eliminace tedy odpadá a výroba se zjednodušuje.

Obě varianty vyžadují dostupnost určitého nástrojového vybavení. V případě T-drážek se jedná o zvláštní typ tvarové stopkové frézy, s jejíž pomocí se opracuje spodní dutina drážky. Cena adekvátního typu tohoto nástroje je 1374 Kč vč. DPH dle nabídky dodavatele Kovonastroje.cz.

V případě závitových otvorů je pak třeba použít závitoreznou hlavu. Návrh stroje je proveden s tím, že závity do všech dílců budou řezány ručně, s ohledem na nedostupnost závitorezné hlavy. Provedení stolu bez drážek však vyžaduje řezání 99 závitů M8 v délce 40mm, čili vyžaduje strojní zpracování. Autorovi volně přístupná horizontální vyvrtávačka TOS WH63 disponuje nástrojovým rozhraním Morse 4, vhodným příslušenstvím tedy může být závitorezná hlava VTA20-M20, kterou nabízí dodavatel Kovonastroje.cz s cenou 13 034 Kč vč. DPH. Ačkoliv je hlava na rozdíl od tvarové frézy univerzálně použitelná, je její pořízení značně nákladné a představuje určitou překážku k využití varianty bez T-drážek.

### 5.2.3 Vyhodnocení a volba varianty

Tab 26) Volba řešení stolu frézky

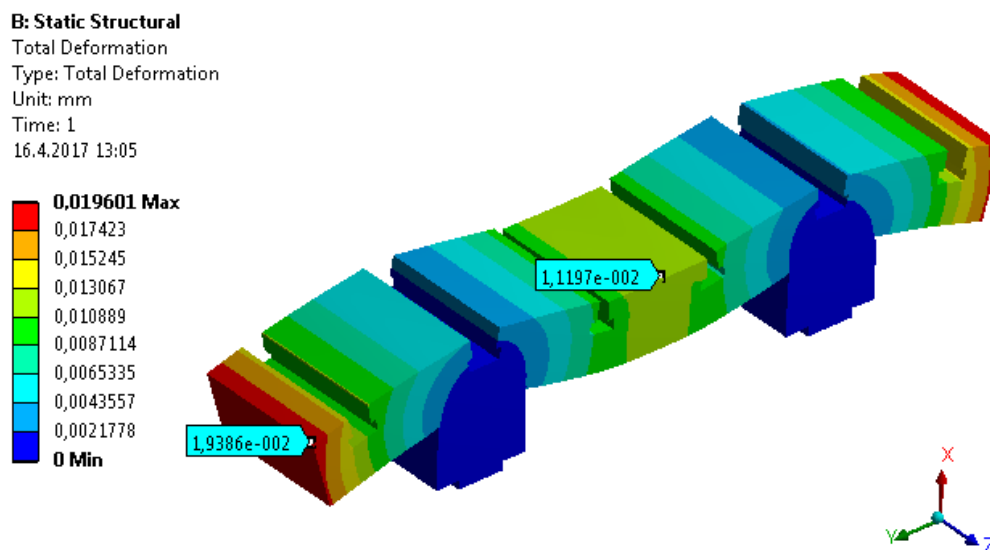
Parametr	Váha parametru	T - drážky	Závitové otvory
Variabilita upínání, vliv na užitnou hodnotu stroje	20	5	2
Technologická náročnost výroby	20	3	4
Fyzická a časová náročnost výroby	15	4	2
Nákladnost řešení	20	4	2
Vliv na výslednou hmotnost stolu	10	2	4
Odolnost vůči třískám, náročnost čištění	15	5	1
<b>Vyhodnocení:</b>		<b>375</b>	<b>265</b>

Jako výhodnější varianta bylo shledáno využití T-drážek, jak plyne z multikriteriální analýzy v tabulce 2, kde dané řešení dominuje především svojí užitnou hodnotou, která vyvažuje vyšší nákladnost a technologickou náročnost výroby.

## 5.2.4 Optimalizace rozteče vedení

V rámci konstrukčního návrhu je třeba určitým způsobem stanovit hodnotu rozteče lineárních vedení osy X, v níž se stůl frézky pohybuje. Stůl je s vedeními spojen prostřednictvím čtyř vozíků, přičemž každý z nich je ke stolu upevněn čtyřmi šrouby M8.

Rozteč vedení ovlivňuje tuhost stolu v kritických bodech – středu rozteče vedení a okraji stolu. Obě kritické oblasti jsou zvýrazněny na obrázku 56. Zvýšením rozteče vedení roste tuhost stolu na okraji na úkor středu rozteče, a naopak. Naleznutím závislosti těchto parametrů lze určit interval rozteče vedení, ve kterém se hodnoty průhybu pro obě kritické oblasti shodují, což je cílem dané optimalizace.



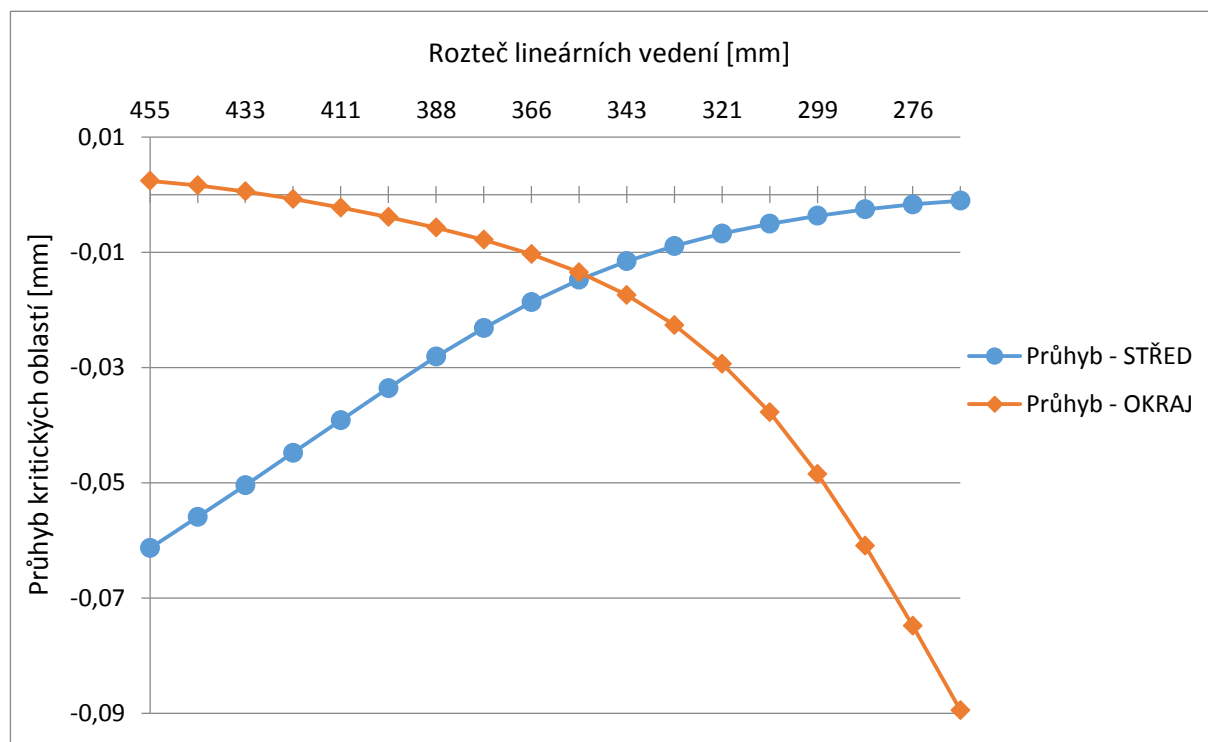
Obr. 56) Deformace stolu frézky – kritické oblasti

Rozsah geometrie lze s výhodou redukovat na dvou dimenzionální charakter, kdy je profil stolu a prvků lineárního vedení reprezentován plochou. Té je pak v rámci výpočtu a vizualizace přiřazena zadaná tloušťka. Z analýzy byl vyloučen kuličkový šroub dané osy, jehož příspěvek k tuhosti celku je zanedbatelný.

Spojení profilu lineárního vedení s vozíkem je realizováno jako absolutně tuhé. Takovéto řešení neodpovídá reálné situaci, kdy se ve spojení obou částí nachází valivé elementy – v případě daného vedení se jedná o kuličky. Podobný vliv lze přisuzovat i šroubovým spojením vozíků vedení se samotným stolem. Šroubové spoje disponují určitou tuhostí závislou na velikosti utahovacího momentu a dalších parametrech, profil stolu je pak zeslaben průchozími otvory a zahluženými pro příslušné šrouby. Na geometrii je aplikováno liniové zatížení.

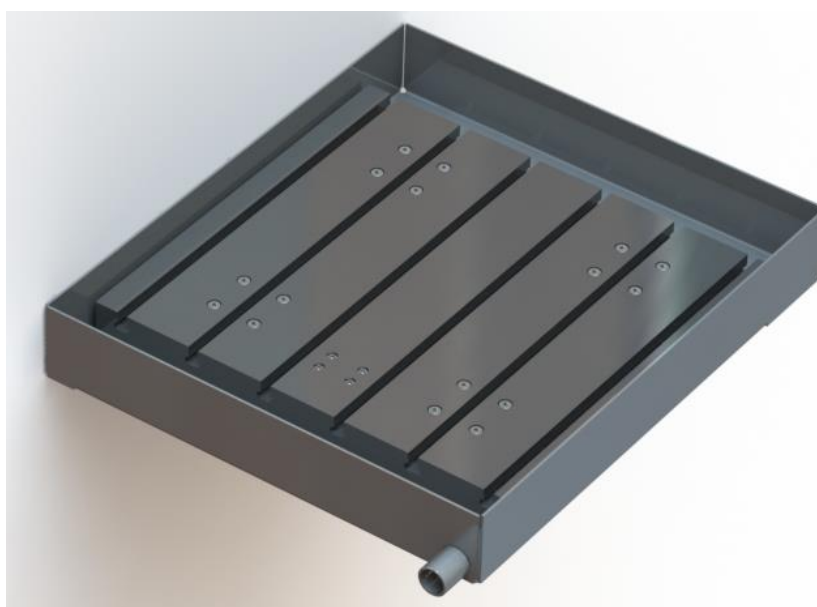
Ovlivněna je tím proto hodnota vzniklé deformace v obou kritických oblastech. Předchozí analýza navíc poukazuje na skutečnost, že vytvořením otvorů pro šrouby se tuhost konstrukce mění pouze minimálně. Cílem úlohy však není tuto hodnotu přesně určit, ale porovnat vliv jednotlivých konfigurací geometrie na velikost daných hodnot. Z tohoto důvodu lze daná zjednodušení akceptovat a využít jejich přínos k snížení výpočetní náročnosti problému.

Vyhodnocována jsou pak získaná data v podobě grafu viz obrázek 57, kdy každá z křivek znázorňuje deformaci v dané kritické oblasti v závislosti na rozteči vedení. Optimum pak představuje bod, kdy se obě křivky protínají – cílová hodnota rozteče vedení je 355 mm.



Obr. 57) Graf závislosti průhybu v kritických oblastech na rozteči vedení osy Y

Stůl je následně opatřen vanou, která slouží k zachytu třísek, a je vybavena odtokem po odvod řezné kapaliny. Ve směru osy X je vana prodloužená, aby bylo možno z obou stran snadno vyjmát a vkládat upínací T-matice. Prostor by bylo možno využít i v případě, kdy by byla na stůl instalována rotační osa k jejímu umístění co nejbližší okraji stolu, v zájmu maximální délky upnutého obrobku. Provedení vany ilustruje obrázek 58.



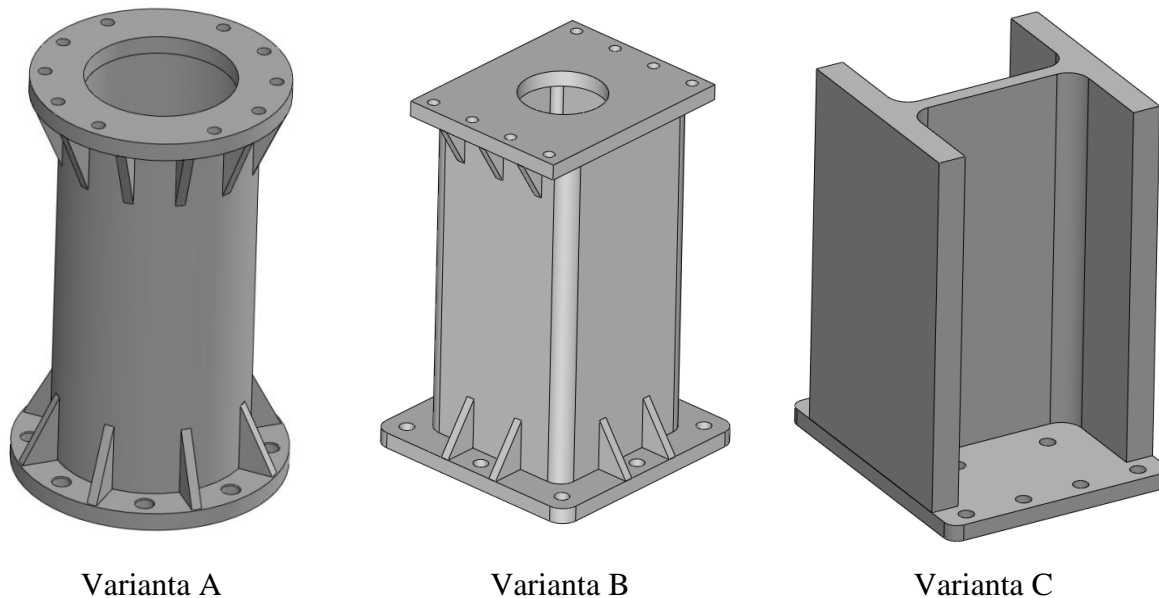
Obr. 58) Provedení vany stolu



### 5.3 Návrh stojanů

Dvojice stojanů spolu s příčnickem tvoří společně portál – charakteristický znak dané koncepce stroje. Portál bude řešen jako dělený s ohledem na manipulaci a opracování. Z návrhu řešení stolu plyne jeho celková šířka spolu s jeho krytováním, která činí 533mm.

V zájmu předejití problémů při provozu je žádoucí dodržet velikost mezery mezi krytováním stolu (který se pohybuje) a stojanem (který je statický) větší, než 5mm. Minimální vzdálenost protějších stěn stojanu je tedy 543mm. Půdorysná plocha stojanu je předběžně určena jako čtverec o délce strany 300mm. Následně jsou vytvořeny a porovnány tři konstrukční varianty (na obr.59) dle zvolených podstatných hledisek.



Obr. 59) Varianty řešení provedení stojanu

#### 5.3.1 Varianta A - Stojan s kruhovým průřezem

Návrh je založen na využití silnostěnné ocelové trubky o průměru 194mm a síle stěny 12,5mm. Ta je dále opatřena spodní přírubou, horní přírubou s otvorem a výztuhami v místě spojení s přírubou. Zdola uzavřená dutina stojanu umožňuje zlepšení schopnosti tlumit vibrace vyplněním vhodnou směsí, proto je horní příruba v provedení s otvorem. Motivací ke zvážení dané varianty je pak především předpoklad dobré torzní tuhosti kruhového průřezu stojanu, a možnost opracovat čelní plochy přírub stojanu soustružením, což je výhodné z hlediska technologické náročnosti výroby.

#### 5.3.2 Varianta B – Stojan se čtvercovým průřezem

Řešení se značně podobá předchozí variantě s výjimkou profilu stojanu, který je tvořen silnostěnným čtvercovým profilem. Horní příruba je opět opatřena otvorem, umožněno je tedy použití výplně dutiny. Vzhledem k tomu, že se jedná o svařovanou konstrukci je třeba před opracováním provést žihání k odstranění vnitřního pnutí, totéž platí pro variantu A. Hlavními důvody vzniku dané varianty jsou předpoklad vyšší ohybové tuhosti oproti var. A, dále pak snaha o vytvoření konzistentnějšího celku spolu s příčnickem, jehož průřez bude dozajisté rovněž čtvercový, nebo obdélníkový.

### 5.3.3 Varianta C – Stojan s HEM profilem

Profily o průřezu ve tvaru písmene „H“ jsou dodávány standardně ve třech provedeních označených HEA, HEB a HEM, která se vzájemně odlišují tloušťkami stěn při stejných, či nepatrně odlišných vnějších rozměrech. Pro danou variantu bylo zvoleno provedení HEM, které představuje z výše zmíněných nejúnosnější variantu. Na rozdíl od předešlých řešení je spojení se spodní přírubou řešeno šroubovými spoji, horní příruba je nahrazena závitovými otvory přímo v profilu stojanu. Motivací k zařazení varianty do porovnání je předpoklad velmi vysoké ohybové tuhosti zejména ve směru, který je pro portál nejvíce kritický (zatížení v ose pohybu stolu, čili v ose X). Dále je cílem varianty eliminace svařování a žíhání.

### 5.3.4 Porovnání variant

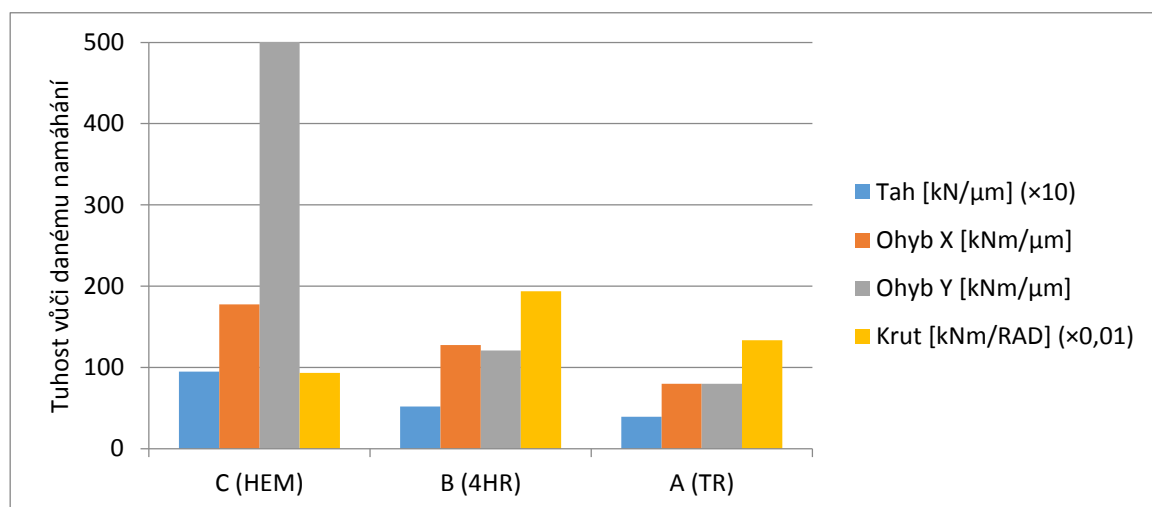
Navržené varianty řešení jsou dále podrobeny porovnání na základě následujících parametrů.

- **Tuhost** – zásadní parametr prvku nosné konstrukce OS. Vyhodnocována je při namáhání tahem, krutem a ohybem ve dvou směrech. S ohledem na povahu geometrie je k analýze tuhosti využita metoda konečných prvků v prostředí Ansys.
- **Technologická náročnost** – množství a typ potřebných výrobních operací a jejich míra souladu s technologiemi dostupnými autorovi konstrukce.
- **Ekonomické hledisko** – nákladnost řešení, především pak materiál, jelikož opracování realizuje autor svépomocí

Tab 27) Porovnání tuhosti stojanů (výstupy MKP analýzy jsou obsaženy v příloze č.2)

Varianta	A	B	C
Tuhost v tahu [kN / $\mu$ m]	39,32	5,133	9,484
Tuhost v ohybu kolem X [Nm / $\mu$ m]	79,88	127,50	177,63
Tuhost v ohybu kolem Y [Nm / $\mu$ m]	79,88	120,65	531,24
Tuhost v krutu [Nm / $\mu$ m]	103,89	102,35	36,14

Porovnání získaných parametrů je dále pro lepší přehlednost vyneseno do grafu, viz obr. 60. Je patrné, že vyjma torzní tuhosti zcela vyniká varianta C s HEM profilem.



Obr. 60) Graf porovnání tuhosti stojanů

S využitím získaných poznatků lze následně pomocí multikriteriálního hodnocení provést volbu konstrukčního řešení stojanů, jak je provedeno v tab.28.

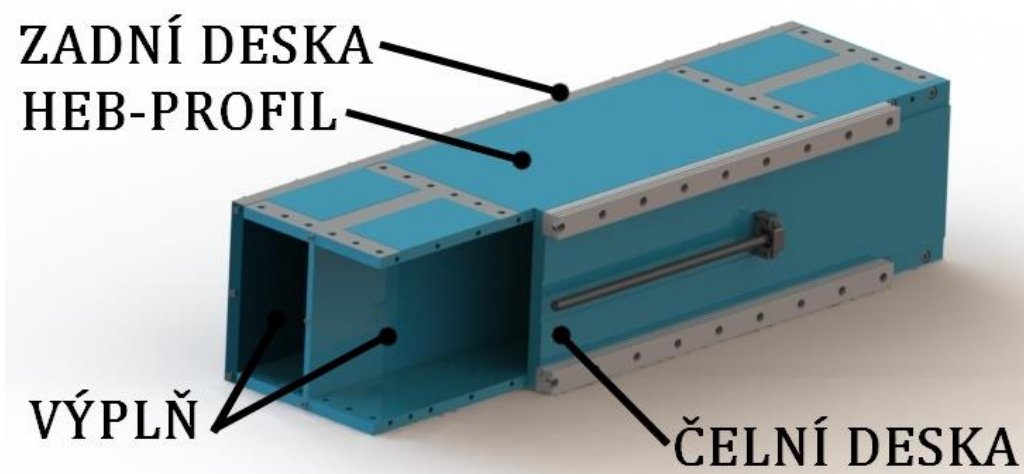
Tab 28) Volba konstrukčního řešení stojanů

Parametr	Váha parametru	A (válcový)	B (čtvercový)	C (H-profil)
Tuhost v tahu	5	2	3	5
Tuhost v ohybu kolem X	15	3	4	5
Tuhost v ohybu kolem Y	10	2	2	5
Tuhost v krutu	5	3	5	2
Náročnost opracování	15	3	2	2
Možnost použití tlumicí výplně	10	4	5	1
Nutnost žíhání	15	1	1	5
Nákladnost řešení	25	4	4	5
<b>Vyhodnocení:</b>		<b>290</b>	<b>315</b>	<b>400</b>

Na základě výsledku analýzy je jako nejvýhodnější shledána varianta C, tedy stojan s HEM profilem. Daný profil dále určuje připojovací rozměry příčnicku, kterým se návrh dále zabývá.

#### 5.4 Návrh příčnicku

Zvolena byla koncepce využívající dvou čelních desek, mezi které je umístěn nosný profil příčnicku HEB-260. Díky jeho použití není třeba čelní desky opracovávat po celé ploše, ale pouze v okrajových částech, kde se nachází styčné plochy. Na spodní části příčnicku pak vzniká rovná plocha, potřebná ke spojení se stojany. Dílce jsou spojeny pomocí šroubů. Průřez příčnicku ilustruje obrázek 61.



Obr. 61) Příčník – řez

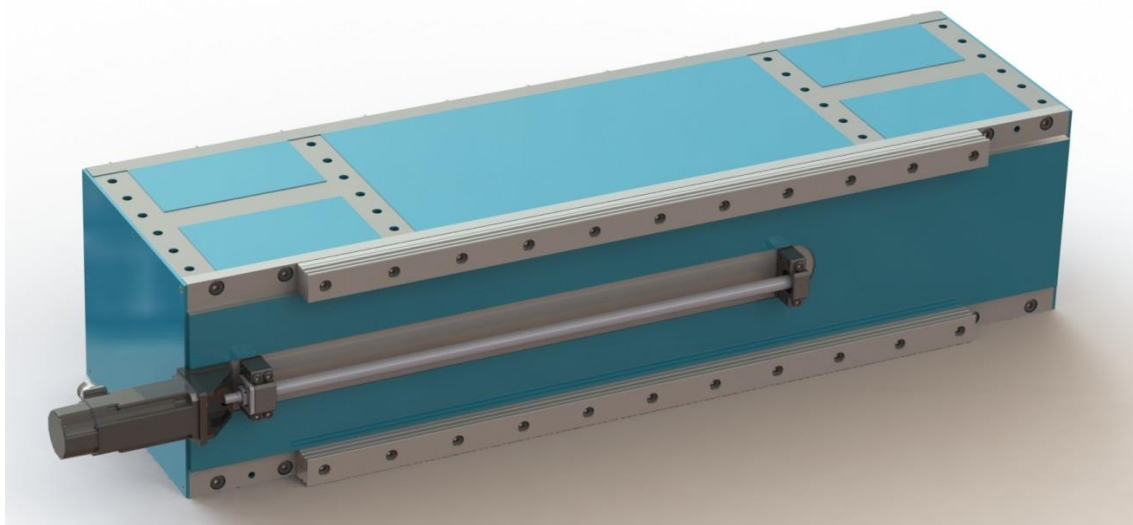
Aby byla zajištěna dostatečná tuhost, především pak při torzním namáhání, je žádoucí vyplnit jeho dutiny vhodnou směsí. Vybrána byla tekutá expanzní malta Mapefill, především pro svou jednoduchost použití, na rozdíl od například polymerbetonu.

Díky použití výplně není třeba čela příčnicku opatřovat masivními víky, jsou proto opatřena pouze plechovými záslepkami. Použití výplně navíc přispívá k tlumení vibrací vznikajících při obrábění.

Příčnick je vyráběn tak, že jsou nejprve opracovány jednotlivé styčné plochy dílců a předhrubovány funkční plochy. Následně je provedena kompletace, kdy jsou spojovací otvory vrtány do čelních desek i HEB profilu současně, aby se omezila technologická náročnost. Po kompletaci jsou dutiny vylity výplňovou hmotou. Po následné prodlevě budou na jedno upnutí dokončeny plochy pro lineární vedení, kuličkový šroub a připojovací plochy stojanů.

Lineární vedení jsou umístěna na okrajích čelní desky, kde jsou zafrézovány polootevřené drážky. Jejich boční plochy tvoří referenční hrany pro ustavení vedení. Maximalizace rozteče vedení přispívá k optimálnímu přenosu zátěžných sil na příčnick, čímž pozitivně ovlivňuje celkovou tuhost stroje, vyšší vzdálenost vedení navíc snižuje jejich namáhání.

Konstrukci příčnicku (zobrazenou připojovacími plochami stojanů směrem vzhůru) blíže ilustruje obr.62. Opracované obvodové plochy delší strany čelních desek, které jsou lehce přesazené přes nosný profil slouží k upnutí příčnicku při jeho finálním opracování, kdy se dokončí plochy pro lineární vedení, ložiskové jednotky kuličkového šroubu a připojovací plochy stojanů.



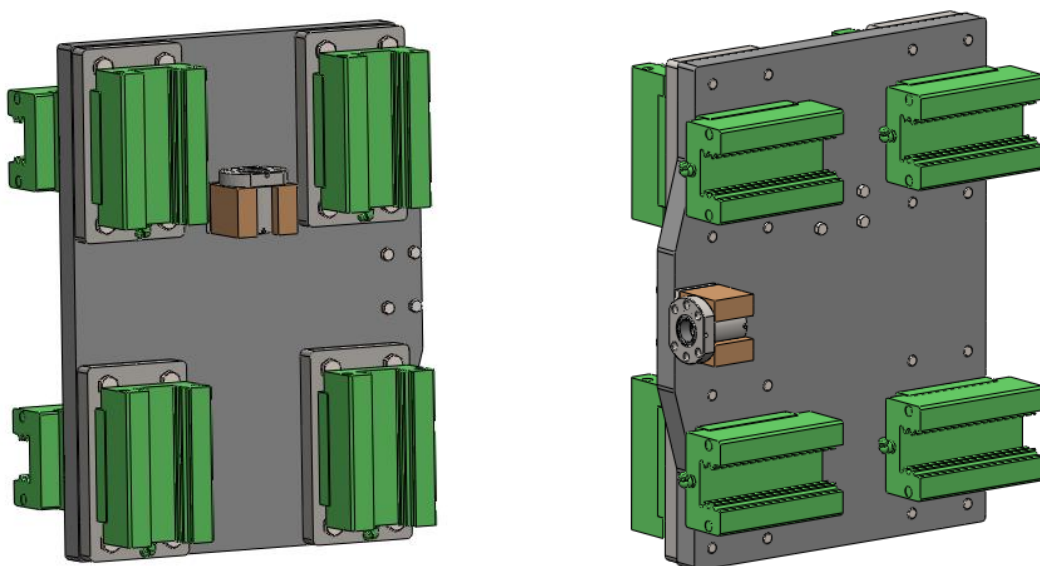
Obr. 62) Příčnick portálové frézky

## 5.5 Návrh saní

Je-li známa rozteč lineárních vedení osy Y na příčniku, lze přejít k návrhu saní. Pro optimální přenos zatížení je žádoucí, aby vozíky lineárních vedení os Y a Z ležely v zákrytu.

Vhodné je předejít stavu, kdy je jeden (obvykle dolní) pár vozíků osy Z umístěn na letmo uloženém konci saní – tato konstrukční nedokonalost je zmíněna a ilustrována v rešeršní části práce zabývající se konkrétními stroji.

Vzhledem k použitému provedení vozíků vedení nelze takového stavu dosáhnout bez použití redukčních přírub, které jsou upevněny na vozíky osy Z, a teprve pak jsou vozíky sešroubovány se saněmi. Přítomností přírub dochází ke zvýšení vzdálenosti vozíků os Y a Z, čili ke zvýšení vyložení vřeteníku a prodloužení ramene, na kterém na vedení a příčník působí zátěžná síla od řezného procesu. Dále se tímto komplikuje montáž podsestavy, kterou lze kompletovat výhradně jediným sledem operací. Tento negativní dopad daného řešení ale není natolik podstatný a je kompenzován právě získanou tuhostí díky optimální vzájemné pozici vozíků. Provedení v pohledu z obou stran je vyobrazeno na obr.63.



Obr. 63) Konstrukční provedení saní

Nosná deska saní je oboustranně broušená, stejně tak redukční podložky vozíků osy Z. Aby bylo možno kompenzovat případné nepřesnosti, nachází se pod každým z držáků kuličkových matic distanční podložka, která bude zhotovena až ve chvíli, kdy bude sestava předběžně zkompletována, a pomocí koncových měrek bude možno určit požadovanou hodnotu jejího rozměru.

## 5.6 Návrh vřeteníku

Vřeteník je řešen jako skříňový, jeho hlavní rozměry vychází z rozměrů instalovaného elektrovřetená, rozteče vozíků osy Z a jejího požadovaného pracovního rozsahu. Skládá se ze základny, bočnic a příčky, jednotlivé dílce jsou kompletovány pomocí šroubových spojů.

Použita je koncepce, kdy jsou kolejnice lineárního vedení umístěny na vřeteníku, uložené v polootevřených drážkách, stejně jako na příčnici. Kuličkový šroub osy Z je upevněn spolu se servomotorem k vřeteníku, s nímž se v dané ose pohybuje, matice kuličkového šroubu je pak upevněna k saním. Dané řešení zjednodušuje konstrukci saní, které tak mohou být kratší, což vede k úspoře materiálu a redukci setrvačných hmot. Využité řešení blíže ilustruje obrázek 64.



Obr. 64) Konstrukční řešení vřeteníku

## 5.7 Základna stroje

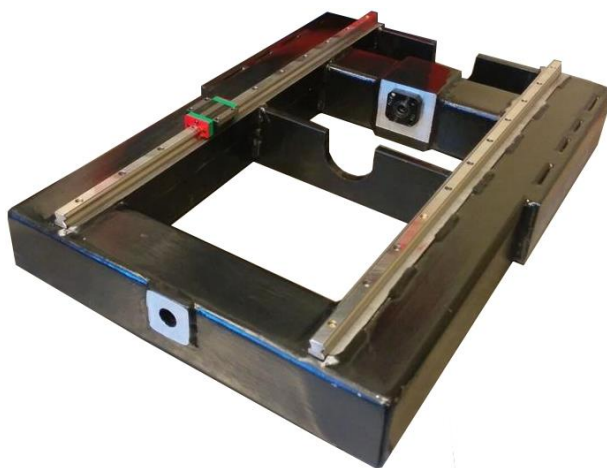
Základna je nejrozměrnější částí stroje, na níž se přenáší veškeré silové působení vznikající jak procesem obrábění, tak i tíhou všech ostatních prvků nosné konstrukce, které jsou na základnu umístěny. S její rozměrností značně souvisí technologická náročnost výroby, úzce spjatá s její nákladností.

Konstrukční návrh základny je prováděn v posledním kroku, jelikož teprve tehdy je známa celková zástavbová plocha prvků na ní umístěných, a tím i její rozměry.

Obecně pro možnosti konstrukčního řešení platí zásady zmíněné v obecném pojednání o dostupných konstrukčních materiálech a metodách spojování dílců nosné konstrukce, uvedeném před jejím samotným návrhem. S ohledem na technologickou náročnost lze z možných variant předem vyloučit polymerbetony, zakázkovou výrobu odlitku a rozebíratelnou ocelovou konstrukci, která je pro základnu stroje atypická a neúčelná.

Rozhodovat tedy lze mezi svařovanou konstrukcí, a ve sféře amatérsky budovaných portálových frézek poměrně často využívanou litinovou průměrnou deskou.

1. **Svařovaná konstrukce** přináší především vyšší variabilitu, kdy je řešení možno v rámci dostupných polotovarů přizpůsobit požadavkům návrhu. Je také možno přesně vyhovět požadavkům na potřebný rozměr základny, a tím minimalizovat zástavbové rozměry stroje. Svařovaná konstrukce dále nabízí možnost tvorby dutin, a jejich následného vyplnění vhodným materiálem s následkem zlepšení tlumení vibrací. Nevýhodou je výrobní náročnost, kdy je třeba po svaření provést žíhání, a rovněž i opracování je náročnější. Příklad svařované základny představuje obr.65



Obr. 65) Svařovaná základna portálové frézky [34]

2. **Průměrná deska** je, jak již bylo zmíněno hojně využívanou variantou. Svým tvarem neumožňuje tlumící výplň, ale samotná litina tlumí vibrace lépe, nežli ocel. Výhodou je možnost použití desek, které již nejsou s ohledem na stav schopny plnit svůj účel, a jsou proto cenově atraktivní. Desky jsou navíc během své výroby opracovávány, disponují tedy funkčními plochami na spodní straně, což usnadňuje jejich upínání a redukuje technologickou náročnost. Nevýhodou je nemožnost volit libovolně rozměr a provedení základny, kdy je třeba využít některý, z běžně dostupných rozměrů desek. To činí základnu často rozměrnější, než v případě svařence.



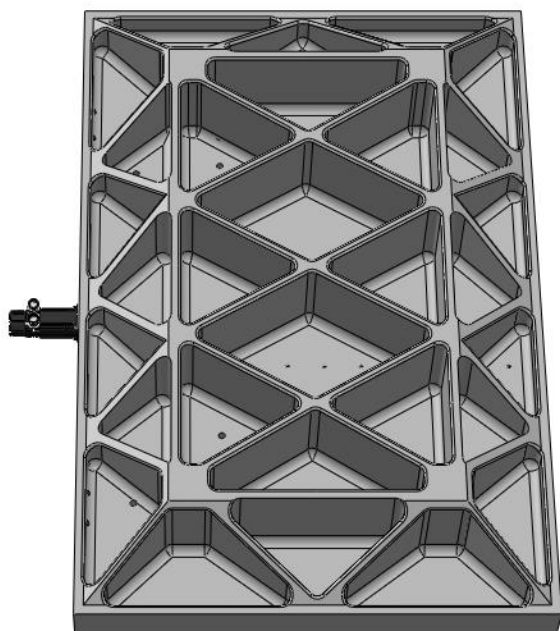
Aby bylo možno mezi danými variantami objektivně rozhodnout, jsou podrobeny multikriteriální analýze na základě podstatných vlivů.

Tab 29) Výběr varianty řešení základny stroje

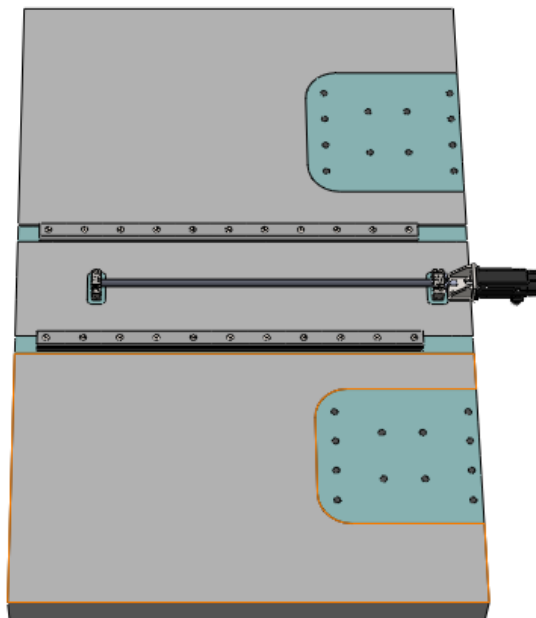
Parametr	Váha parametru	Svařovaná konstrukce	Příměrná deska
Variabilita konstrukčního řešení	10	5	2
Náročnost konstrukčního řešení	5	2	4
Vliv na zástavbové rozměry stroje	10	5	1
Schopnost tlumit vibrace bez zvláštní výplně	15	2	4
Náročnost opracování	20	1	4
Nutnost žíhání	20	1	5
Nákladnost řešení	25	2	4
<b>Vyhodnocení:</b>		<b>230</b>	<b>390</b>

Výsledek analýzy jednoznačně poukazuje na výhodnost využití příměrné desky, což dokladuje i míra rozšíření tohoto řešení v dané oblasti strojů. Potřebám konstrukce pak vyhovuje na trhu poměrně dobře dostupné provedení o půdorysné ploše 1500 × 1000 mm.

Na základě daného rozhodnutí byla autorem zakoupena deska daného rozměru včetně originálního podstavce, jehož využití dále redukuje nákladnost a náročnost realizace projektu. Dle příslušných rozměrů desky byl následně reverzně sestaven její 3D model, který je následně zakomponován do sestavy stroje vytvořením potřebných úprav, jak dále ilustrují obrázky 66 a 67.



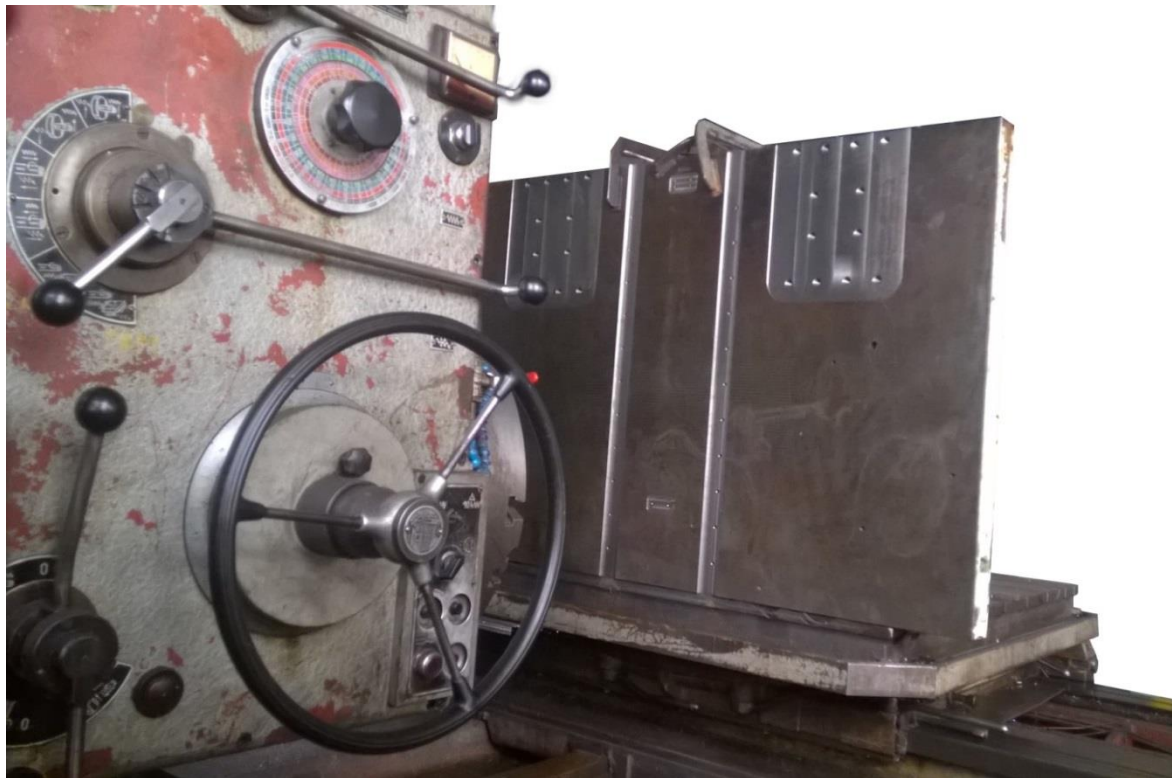
Obr. 66) Základ stroje (pohled zdola)



Obr. 67) Základ stroje (pohled shora)



Na základě finálního návrhu konstrukce bylo dále možno postoupit k samotnému opracování základové desky stroje, které bohužel nebylo možno s ohledem na její rozměry provést na autorovi dostupných strojích, a opracování bylo proto provedeno v kooperaci, jak následně dokumentuje obrázek 68.



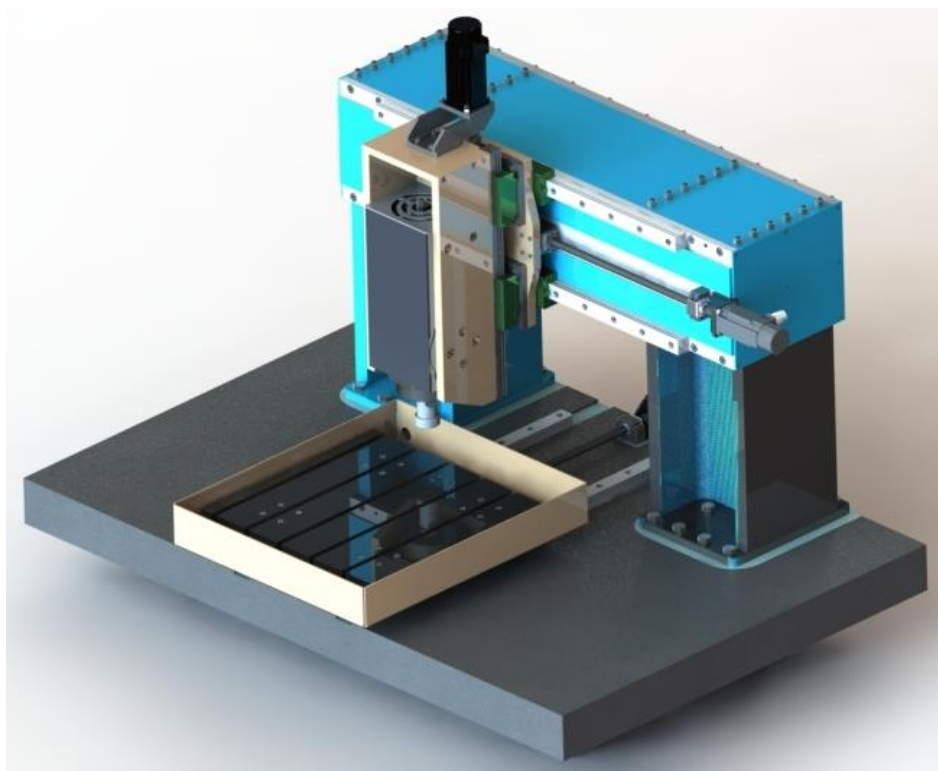
Obr. 68) Opracování základny stroje

## 5.8 Finální provedení nosné konstrukce

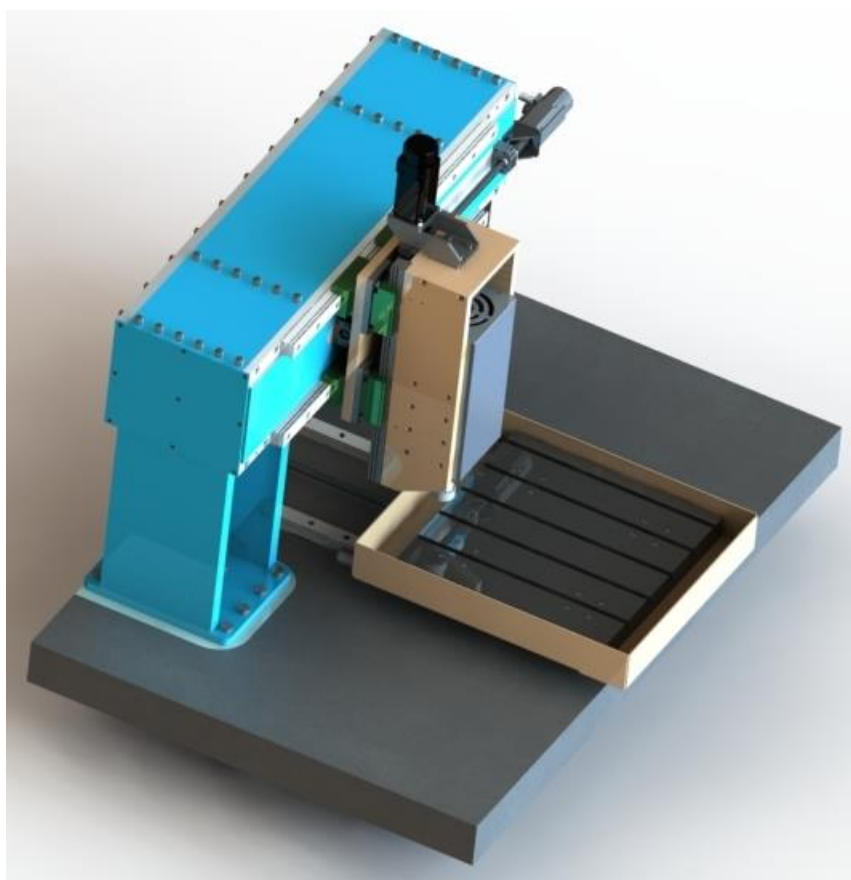
Aby byla zjištěna potřebná pracovní přesnost stroje, a vyhověno požadavků daným především pohybovými šrouby a lineárními vedeními, je třeba vyrábět části stroje s co možná nejvyšší přesností. Dojde-li k pochybení, lze dílce znovu opracovat strojně, či použít i například tzv. zaškrabání. Konstrukce stroje však zároveň umožňuje seřízení jeho geometrie.

Natočením portálu na desce lze upravit kolmost os X a Y, protože je portál dělený, lze také mezi příčníc a stojany umístit vhodné podložky a docílit tak seřízení kolmosti os X a Z. Této efektu lze docílit například i podlitím stojanu vhodnou licí hmotou po jeho předchozím ustavení v místě styku s příčnicí. Natočením vřeteníku vůči saním lze taktéž provést nastavení kolmosti osy vřetene na stůl v rovině YZ.

Následující obrázky 69,70 představují konečnou podobu stroje včetně finálně editovaného vřetene s kleštinovým upínačem a navrženými servomotory. Základna stroje bude umístěna na originálním podstavci, se kterým byla zakoupena, jak následně ukazuje obrázek 71 v závěru práce.



Obr. 69) Finální provedení nosné konstrukce



Obr. 70) Finální podoba nosné konstrukce

## 6 ZÁVĚR

Cílem práce bylo provést konstrukční návrh portálové frézky v koncepci s posuvným stolem. Práce se nejprve zabývá analýzou vybraných koncepčně identických strojů, jejichž návrh, stavba a provoz byly zveřejněny v rámci tuzemské komunity uživatelů amatérsky konstruovaných strojů. Zpracován je přehled parametrů jednotlivých strojů, dále je zkoumána a hodnocena jejich konstrukce, včetně identifikace konstrukčních nedostatků a návrhu případných vylepšení konstrukce.

Následuje specifikace konkrétních cílů konstrukčního návrhu z hlediska parametrů stroje a jeho využití. Zároveň jsou definovány omezující faktory dané technologickými možnostmi autora s ohledem na úmysl, stavbu stroje realizovat, dále pak dané některými klíčovými komponentami, které je žádoucí na stroji využít.

Dále se práce zabývá analýzou jednotlivých konstrukčních komponent strojů dané kategorie, představující přehled dostupných řešení, a jejich porovnání z hlediska funkčních parametrů, vlivu na užitnou hodnotu stroje a technologickou náročnost jeho stavby. V rámci dostupných informací je zahrnuto rovněž porovnání z ekonomického hlediska. Na jednotlivé části práce, zabývající se určitou skupinou komponent, dle požadavků konstrukce navazují návrhové výpočty jednotlivých uzlů stroje.

Finální část práce je věnována návrhu nosné konstrukce stroje, kdy je postupně vytvořen celistvý návrh stroje. V případě, že bylo možno zvážit více variant jsou tyto porovnávány na základě definovaných parametrů, načež je zvoleno optimální řešení.

Souběžně s konstrukčním návrhem probíhá realizace stavby stroje, kdy byla kompletně opracována základová deska stroje, opracovány a zkompletovány stojany portálu (obr.71), a předhrubovány dílce příčnicku. Vyrobeny byly saně včetně redukčních podložek a vana stolu. Dále byl opracován obvod stolu, následovat bude frézování T-drážek, svrchní a spodní plochy a broušení. Zakoupena byla většina konstrukčních komponent vyjma interpolátoru a pohonu osy Z. Cílem autora je dokončit stavbu stroje, nebo alespoň výrobu a montáž nosné konstrukce, která představuje nejnáročnější část realizace, do konce roku 2017.



Obr. 71) Základová deska se stojany a vedením osy X



## 7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Frézka Phoenix. C-N-C.cz [online]. 2016 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.c-n-c.cz/viewtopic.php?f=15&t=21424>
- [2] Frézka na hliník. C-N-C.cz [online]. 2014 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.c-n-c.cz/viewtopic.php?t=14584>
- [3] Stavba a provoz 3D frézky. C-N-C.cz [online]. 2013 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.c-n-c.cz/viewtopic.php?t=11451>
- [4] SVF. C-N-C.cz [online]. 2009 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.c-n-c.cz/viewtopic.php?f=15&t=3609>
- [5] Nové CNC z Rokycan II. C-N-C.cz [online]. 2015 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.c-n-c.cz/viewtopic.php?f=15&t=18217>
- [6] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1
- [7] Multi Pallet machining Center. *Alfa Metal Machinery* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [http://www.alfametalmachinery.com/en/select\\_by\\_brand/Quaser/cnc%20vertical%20machining%20center/MV154APC%20Series/302/700/](http://www.alfametalmachinery.com/en/select_by_brand/Quaser/cnc%20vertical%20machining%20center/MV154APC%20Series/302/700/)
- [8] SQUARING PE6 SPINDLE. *ELTE s.r.l.* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.elte.eu/index.php/en/serie-per-squadratrici-2/pe6>
- [9] COLLET SPINDLE TMPE6. *ELTE s.r.l.* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.elte.eu/index.php/en/serie-tm-2/collet-nose/tmpe6>
- [10] ER32 Straight Shank. *Rotagrip* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [http://www.rotagriponline.com/index.php?page=shop.product\\_details&product\\_id=7746&flypage=flypage\\_images.tpl&pop=0&option=com\\_virtuemart&Itemid=29](http://www.rotagriponline.com/index.php?page=shop.product_details&product_id=7746&flypage=flypage_images.tpl&pop=0&option=com_virtuemart&Itemid=29)
- [11] Upínací hlavy. *ZlinProfi* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.zlinprofi.cz/kategorie/e-shop-igm-cnc-obrabeni-dreva-upinaci-hlavy/>
- [12] CoroMill 316. *Sandvik Corromant* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [http://www.sandvik.coromant.com/en-us/products/coromill\\_316](http://www.sandvik.coromant.com/en-us/products/coromill_316)
- [13] Krokový motor. *Pohonná Technika* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/krokovy-motor>
- [14] Building vs. Buying Stepper Motor Controllers. *Motion Control Tips* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.motioncontroltips.com/building-vs-buying-stepper-motor-controller/>
- [15] Speciální krokové motory na míru. *Servo-Drive* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [https://www.servo-drive.cz/specialni\\_krokovy\\_motory\\_krokovy\\_motory\\_na\\_miru.php](https://www.servo-drive.cz/specialni_krokovy_motory_krokovy_motory_na_miru.php)
- [16] Závislost momentu na napětí. *Microcon* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.microcon.cz/pdf2017/31.pdf>
- [17] Unipolar vs Bipolar Stepper Motor. *CircuitSpecialists* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://www.circuitspecialists.com/blog/unipolar-stepper-motor-vs-bipolar-stepper-motors/>
- [18] CNC Milling machines from MicroKinetics. *MicroKinetics* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [https://www.microkinetics.com/index.php?page=stepper\\_motors/34m470](https://www.microkinetics.com/index.php?page=stepper_motors/34m470)

- [19] Servomotory řady TGN. *TG Drives* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.tgdrives.cz/servomotory/servomotory-rady-tgn/>
- [20] AC Servo Motors. *E-Motion America* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://e-motionamerica.com/ac-servo-motors/>
- [21] Servo Motor. *E-Motion America* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/servo-motor>
- [22] Stepper Page. *National Instruments* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [https://zone.ni.com/reference/en-XX/help/371093G-01/nimclvfb/axisconfig\\_stepper/](https://zone.ni.com/reference/en-XX/help/371093G-01/nimclvfb/axisconfig_stepper/)
- [23] Anything I/O FPGA Cards. *MesaNet* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.mesanel.com/fpgacardinfo.html>
- [24] Anything I/O Daughter Cards. *MesaNet* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.mesanel.com/>
- [25] AC Synchronnous Servo Motors. *Kollmorgen* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm-series-ac-synchronous-motors/ac-synchronous-servo-motors/>
- [26] LinuxCNC KnowledgeBase. *LinuxCNC* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://wiki.linuxcnc.org/cgi-bin/wiki.pl>
- [27] Kuličkové šrouby ve stavbě obráběcích strojů. *MM Spektrum* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-2.html>
- [28] Ball Screw SFU1605. *LAZADA* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.lazada.com.ph/ball-screw-sfu1605-1250mm-ball-screw-with-sfu1605-single-ballnuttool-for-cnc-2829957.html>
- [29] Kuličkové šrouby ve stavbě obráběcích strojů - část 3. *MM Spektrum* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-3.html>
- [30] Válcované šrouby. *Hiwin* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/valcovane-srouby/53\\_jednoducha-matice-prirubova-dle-din-69051](http://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby/valcovane-srouby/53_jednoducha-matice-prirubova-dle-din-69051)
- [31] NSK Linear Precision. *Bearing.co* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [www.bearing.co.il/Part\\_Solution-Linear-nsk\\_lp.pdf](http://www.bearing.co.il/Part_Solution-Linear-nsk_lp.pdf)
- [32] SFV. *IIT Group* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: [http://www.iitgroup.in.th/user\\_file/sfvoju-00](http://www.iitgroup.in.th/user_file/sfvoju-00)
- [33] Náhled obsahu normy ČSN 02 1030. *Normy.biz* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <https://shop.normy.biz/detail/24287>
- [34] Fixed Gantry Machine. *CNC Zone* [online]. 2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.cnczone.com/forums/diy-cnc-router-table-machines/270514-yet-another-fixed-gantry-machine-9.html>

## 8 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

### 8.1 Seznam tabulek

TAB 1) TECHNICKÉ PARAMETRY FRÉZKY PHOENIX: .....	19
TAB 2) TECHNICKÉ PARAMETRY FRÉZKY AZAMO: .....	21
TAB 3) TECHNICKÉ PARAMETRY FRÉZKY SYSEL: .....	23
TAB 4) TECHNICKÉ PARAMETRY FRÉZKY SVF: .....	25
TAB 5) TECHNICKÉ PARAMETRY FRÉZKY HGM 500: .....	27
TAB 6) CÍLOVÉ PARAMETRY STROJE .....	30
TAB 7) TECHNICKÉ PARAMETRY VŘETENE .....	32
TAB 8) PARAMETRY ŘEZNÉHO PROCESU .....	36
TAB 9) POROVNÁNÍ PARAMETRŮ HYBRIDNÍCH KROKOVÝCH MOTORŮ .....	38
TAB 10) VARIANTY POROVNÁVANÝCH POHONŮ .....	42
TAB 11) VOLBA TYPU POHONU .....	43
VSTUPNÍ PARAMETRY NÁVRHU POHONU OSY X .....	44
TAB 12) VSTUPNÍ PARAMETRY NÁVRHU POHONU OSY Y .....	46
TAB 13) VÝSTUPNÍ PARAMETRY NÁVRHU POHONU OSY Y .....	46
TAB 14) ZÁKLADNÍ PARAMETRY POHONU OS X A Y .....	46
TAB 15) VSTUPNÍ PARAMETRY NÁVRHU POHONU OSY Z .....	47
TAB 16) PARAMETRY ZVOLENÉHO SERVOMOTORU .....	49
TAB 17) CENOVÉ POROVNÁNÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ .....	55
TAB 18) PARAMETRY KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	56
TAB 19) ŽIVOTNOST KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ .....	57
TAB 20) PARAMETRY LINEÁRNÍHO VEDENÍ NSK LY35 .....	59
TAB 21) KOEFICIENTY VÝPOČTU TRVANLIVOSTI VEDENÍ .....	63
TAB 22) PŘEHLED MATERIÁLŮ NOSNÉ KONSTRUKCE OS .....	64
TAB 23) VARIANTY POLOTOVARŮ STOLU FRÉZKY .....	70
TAB 24) VOLBA ŘEŠENÍ STOLU FRÉZKY .....	70
TAB 25) POROVNÁNÍ TUHOSTI STOJANŮ (VÝSTUPY MKP ANALÝZY JSOU OBSAŽENY V PŘÍLOZE) .....	74
TAB 26) VOLBA KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ STOJANŮ .....	75
TAB 27) VÝBĚR VARIANTY ŘEŠENÍ ZÁKLADNY STROJE .....	80



## 8.2 Seznam obrázků

OBR. 1) FRÉZKA PHOENIX [1] .....	18
OBR. 2) FRÉZKA AZAMO [2] .....	20
OBR. 3) FRÉZKA SYSEL [3] .....	22
OBR. 4) FRÉZKA SVF [4] .....	24
OBR. 5) FRÉZKA HGM 500 [5] .....	26
OBR. 6) KONCEPT NAVRHOVANÉ PORTÁLOVÉ FRÉZKY .....	28
OBR. 7) LINEÁRNÍ VEDENÍ PRO STAVBU STROJE – 3D MODEL .....	29
OBR. 8) MORFOLOGIE VŘETENÍKU [6] .....	31
OBR. 9) EXTERNÍ POHON S PŘEVODEM [7] .....	31
OBR. 10) ELEKTROVŘETENO [7] .....	31
OBR. 11) EXTERNÍ POHON PŘÍMÝ [7] .....	31
OBR. 12) VŘETENO ELTE PE6-SQUARING SERIES [8] .....	32
OBR. 13) PROVEDENÍ ZAKONČENÍ VŘETENE PRO KLEŠTINU ER32 [9] ...	33
OBR. 14) KLEŠTINOVÝ UPÍNAČ ER32 S VÁLCOVOU STOPKOU [10] .....	33
OBR. 15) KLEŠTINOVÝ UPÍNAČ ER32 S KUŽELEM MORSE 3 [11] .....	34
OBR. 16) ÚPRAVA ZAKONČENÍ VŘETENE S KLEŠTINOVÝM UPÍNAČEM	34
OBR. 17) ZAKOUPENÝ KLEŠTINOVÝ UPÍNAČ A SADA KLEŠTIN ISCAR...	35
OBR. 18) VŘETENO ELTE VE STAVU DEMONTÁŽE BĚHEM ÚPRAVY ZAKONČENÍ .....	35
OBR. 20) UPÍNACÍ ADAPTÉR ER32 [12] .....	36
OBR. 21) FRÉZA COROMILL 316 [12] .....	36
OBR. 22) PŘÍKLAD SYSTÉMU S KROKOVÝM MOTOREM [14] .....	37
OBR. 23) ŘEZ HYBRIDNÍM KROKOVÝM MOTOREM [15] .....	38
OBR. 24) GRAF ZÁVISLOSTI MOMENTU KROKOVÉHO MOTORU NA NAPÁJECÍM NAPĚTÍ [16] .....	39
OBR. 25) VARIANTY PROVEDENÍ VÝVODŮ DVOUFÁZOVÉHO MOTORU [17] 40	
OBR. 26) VLIV ZAPOJENÍ VINUTÍ NA PROVOZNÍ CHARAKTERISTIKU [18]	40
OBR. 27) AC SERVOMOTOR A JEHO KOMPONENTY [20] .....	41
OBR. 28) GRAF POROVNÁNÍ NÁKLADNOSTI ŘEŠENÍ POHONŮ .....	43
OBR. 29) SCHÉMA USPOŘÁDÁNÍ POHONU OSY X [6] .....	44
OBR. 30) VYBRANÉ A ZAKOUPENÉ POHONY OS X A Y KOLLMORGEN ŘADY AKM .....	47
OBR. 31) ŘADIČ SERVOMOTORU KOLLMORGEN SERVOSTAR S600 .....	49
OBR. 32) ŘÍZENÍ POMOCÍ SIGNÁLŮ STEP/DIR [22] .....	50



OBR. 33) MESA 5I25 [23] .....	52
OBR. 34) MESA 7I76 [24] .....	52
OBR. 35) BLOKOVÉ SCHÉMA ŘÍZENÍ STROJE .....	52
OBR. 36) VÁLCOVANÝ KULIČKOVÝ ŠROUB S MATICÍ [28] .....	53
OBR. 37) PROFIL KULIČKOVÉHO ŠROUBU ZHOTOVENÝ BROUŠENÍM [27] 54	
OBR. 38) METODY VYVOZENÍ PŘEDEPNUTÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU [29]	54
OBR. 39) DRUHY VEDENÍ CNC OBRÁBĚCÍCH STROJŮ [6] .....	58
OBR. 40) PROFIL VALIVÉHO VEDENÍ LY35 .....	58
OBR. 41) VALIVÉ ELEMENTY – DETAIL .....	58
OBR. 42) ORIENTACE KLOPNÝCH MOMENTŮ LINEÁRNÍHO VEDENÍ [31]	59
OBR. 43) ZATÍŽENÍ VEDENÍ OSY X V ROVINĚ XZ .....	60
OBR. 44) ZATÍŽENÍ VEDENÍ OSY X V ROVINĚ XY .....	60
OBR. 45) ZATÍŽENÍ VEDENÍ OSY Y V ROVINĚ XZ .....	61
OBR. 46) ZATÍŽENÍ VEDENÍ OSY Y V ROVINĚ YZ .....	61
OBR. 47) ZATÍŽENÍ VEDENÍ OSY Z V ROVINĚ XZ .....	62
OBR. 48) ZATÍŽENÍ VEDENÍ OSY Z V ROVINĚ YZ .....	62
OBR. 49) ZÁKLADNÍ ČÁSTI PORTÁLOVÉ FRÉZKY [32] .....	64
OBR. 50) SCHÉMA ALGORITMU NÁVRHU NOSNÉ KONSTRUKCE .....	66
OBR. 51) STŮL S T-DRÁŽKAMI .....	67
OBR. 52) STŮL SE ZÁVITOVÝMI OTVORY .....	67
OBR. 53) T-DRÁŽKY – PROVEDENÍ [33] .....	68
OBR. 54) VARIANTY KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ STOLU – VÝSEČE GEOMETRIE .....	68
OBR. 55) GRAF ZÁVISLOSTI PRŮHYBU STOLU MEZI VEDENÍMI NA JEHO TLOUŠŤCE .....	69
OBR. 56) DEFORMACE STOLU FRÉZKY – KRITICKÉ OBLASTI .....	71
OBR. 57) GRAF ZÁVISLOSTI PRŮHYBU V KRITICKÝCH OBLASTECH NA ROZTEČI VEDENÍ OSY Y .....	72
OBR. 58) PROVEDENÍ VANY STOLU .....	72
OBR. 59) VARIANTY ŘEŠENÍ PROVEDENÍ STOJANU .....	73
OBR. 60) GRAF POROVNÁNÍ TUHOSTI STOJANŮ .....	74
OBR. 61) PŘÍČNÍK – ŘEZ .....	75
OBR. 62) PŘÍČNÍK PORTÁLOVÉ FRÉZKY .....	76
OBR. 63) KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ SANÍ .....	77
OBR. 64) KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VŘETENÍKU .....	78

<b>OBR. 65) SVAŘOVANÁ ZÁKLADNA PORTÁLOVÉ FRÉZKY [34] .....</b>	<b>79</b>
<b>OBR. 66) ZÁKLAD STROJE (POHLED ZDOLA) .....</b>	<b>80</b>
<b>OBR. 67) ZÁKLAD STROJE (POHLED SHORA) .....</b>	<b>80</b>
<b>OBR. 68) OPRACOVÁNÍ ZÁKLADNY STROJE .....</b>	<b>81</b>
<b>OBR. 69) FINÁLNÍ PROVEDENÍ NOSNÉ KONSTRUKCE .....</b>	<b>82</b>
<b>OBR. 70) FINÁLNÍ PODOBA NOSNÉ KONSTRUKCE .....</b>	<b>82</b>
<b>OBR. 71) ZÁKLADOVÁ DESKA SE STOJANY A VEDENÍM OSY X.....</b>	<b>83</b>

### 8.3 Seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
$D_n$	-	Otáčkový faktor
$F_c$	N	Řezná síla
$F_{dk,x}$	N	Dynamická axiální síla na šroub osy X
$F_{dk,y}$	N	Dynamická axiální síla na šroub osy Y
$F_{dk,z}$	N	Dynamická axiální síla na šroub osy Z
$F_e$	N	Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku
$f_h$	-	Faktor tvrdosti
$F_{k,max}$	N	Maximální dovolená provozní axiální síla na šroub
$F_{sk\ x,y}$	N	Statická axiální síla na šroub osy X a Y
$f_w$	-	Faktor zatížení
$J_{hsp}$	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti hřídelové spojky
$J_{Kš}$	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu osy
$J_m$	$kg \cdot m^2$	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot
$J_{mot}$	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti rotoru servomotoru
$k_s$	-	Koeficient bezpečnosti statického namáhání
$L_{Hx}$	hod	Trvanlivost kuličkového šroubu osy X v hodinách
$L_x$	ot	Životnost kuličkového šroubu osy X v otáčkách
$M_{GT}$	Nm	Moment od třecích sil přesouvaných hmot
$M_{KSM}$	Nm	Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu
$M_m$	Nm	Potřebný moment servomotoru z pohledu statiky
$M_{Sx}$	Nm	Klopný moment ve směru osy X
$M_{Sy}$	Nm	Klopný moment ve směru osy Y
$M_{Sz}$	Nm	Klopný moment ve směru osy Z
$M_{zdrhm}$	Nm	Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru
$n_k$	$min^{-1}$	Kritické otáčky šroubu
$n_{ks}$	$min^{-1}$	Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu
$n_{max}$	$min^{-1}$	Nejvyšší přípustné otáčky pohybového šroubu
$\varepsilon_s$	$rad \cdot s^{-2}$	Úhlové zrychlení kuličkového šroubu
$\eta_L$	-	Účinnost ložisek uložení kuličkového šroubu
$\eta_s$	-	Účinnost kuličkového šroubu
$\eta_v$	-	Účinnost valivého vedení
$a$	$m \cdot s^{-2}$	Lineární zrychlení
$a_e$	mm	Šířka záběru
$a_p$	mm	Hloubka záběru
$C_0$	N	Statická únosnost šroubu
$C_{dyn}$	N	Dynamická únosnost šroubu

$D_c$	mm	Průměr nástroje
$d_k$	mm	Malý průměr kuličkového šroubu
$D_{n,max}$	-	Otáčkový faktor pro válcovaný šroub
$d_s$	mm	Jmenovitý průměr kuličkového šroubu
$f_l$	-	Součinitel tření ve valivém vedení osy
$f_z$	mm	Posuv na zub
$l_{ndx}$	mm	Nepodepřená délka šroubu osy X
$l_{ndy}$	mm	Nepodepřená délka šroubu osy Y
$l_{ndz}$	mm	Nepodepřená délka šroubu osy Z
$M_k$	Nm	Řezný moment
$m_x$	Kg	Max. hmotnost veškerých přesouvaných částí osy x
$n_v$	ot/min	Otáčky vřetene
$P$	mm	Stoupání kuličkového šroubu
$P_c$	kW	Řezný výkon
$s$	m	Dráha, na níž bude dosaženo maximální posuvové rychlosti
$T$	N	Tečné zatížení vozíků
$t_p$	s	Doba rozběhu na maximální posuvovou rychlost
$v_c$	m/min	Řezná rychlost
$v_f$	m/min	Posuvová rychlost
$v_p$	m/s	Požadovaná maximální posuvová rychlost
$Z_c$	-	Počet břitů nástroje

## 9 SEZNAM PŘÍLOH

1. CD
2. Výsledky MKP analýzy variant řešení stojanu
3. Výkres sestavení stroje
4. Výrobní výkres základové desky vřeteníku
5. Výrobní výkres stojanu
- 6.

další



# PŘÍLOHY

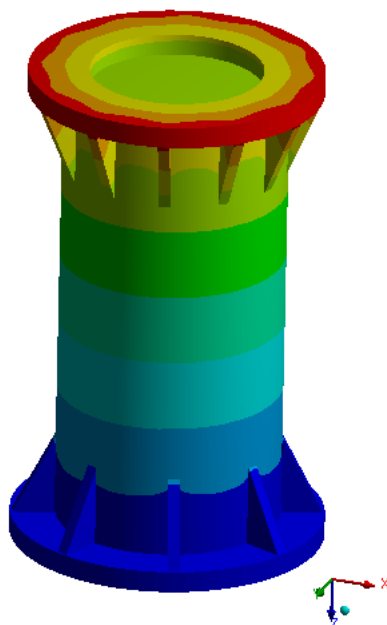
## 2 - Výsledky MKP analýzy variant řešení stojanu

:

### I: TR TAH

Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1  
18.5.2017 16:44

2,57741e-4 Max  
2,29103e-4  
2,00465e-4  
1,71827e-4  
1,43189e-4  
1,14552e-4  
8,59137e-5  
5,72758e-5  
2,86379e-5  
0,00000e0 Min

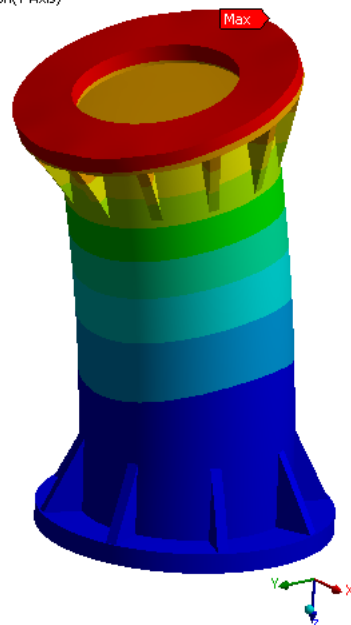


Stojan varianta A, namáhání na tah

### J: TR OHYB (M)

Y  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
Time: 1  
18.5.2017 16:45

1,25194e-2 Max  
1,11222e-2  
9,72495e-3  
8,32771e-3  
6,93047e-3  
5,53324e-3  
4,13600e-3  
2,73876e-3  
1,34152e-3  
-5,57175e-5 Min

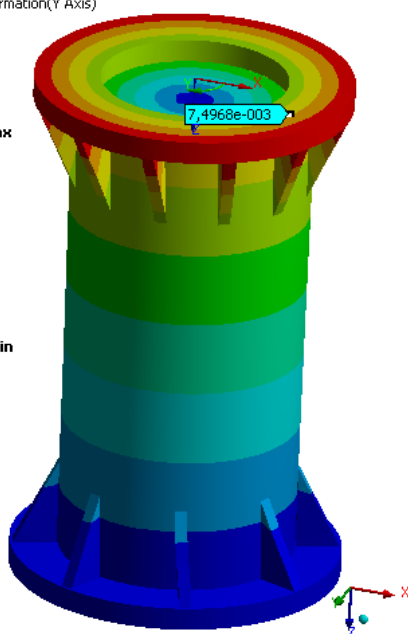


Stojan varianta A, namáhání na ohyb (X,Y)

### L: TR KRUT

Directional Deformation  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Unit: mm  
Coordinate System  
Time: 1  
18.5.2017 18:39

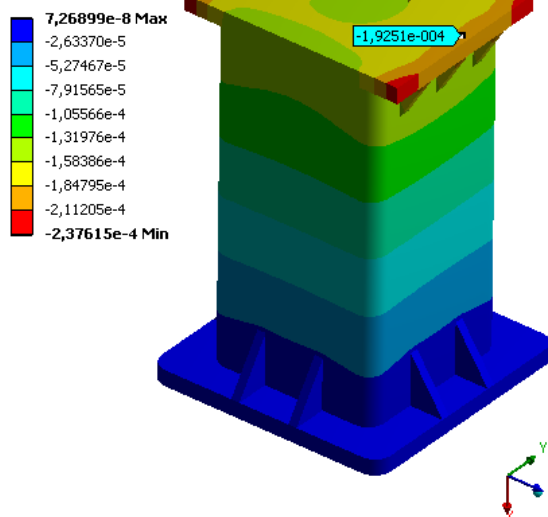
9,62593e-3 Max  
8,55539e-3  
7,48485e-3  
6,41432e-3  
5,34378e-3  
4,27324e-3  
3,20270e-3  
2,13216e-3  
1,06162e-3  
-8,91898e-6 Min



Stojan varianta A, namáhání na krut

**E: 4HR TAH**

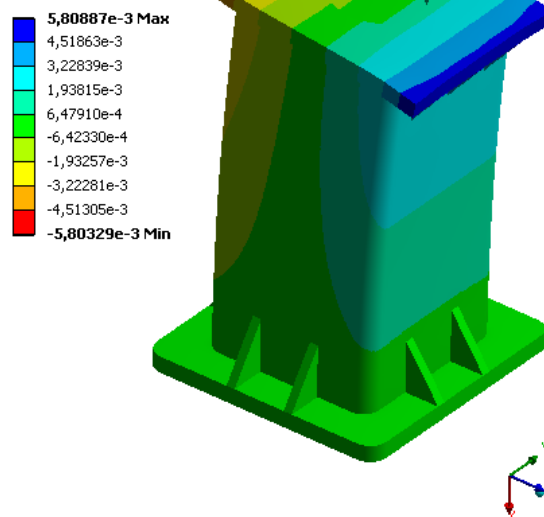
Directional Deformation  
 Type: Directional Deformation(X Axis)  
 Unit: mm  
 Global Coordinate System  
 Time: 1  
 18.5.2017 18:19



Stojan varianta B, namáhání na tah

**F: 4HR OHYB X 2**

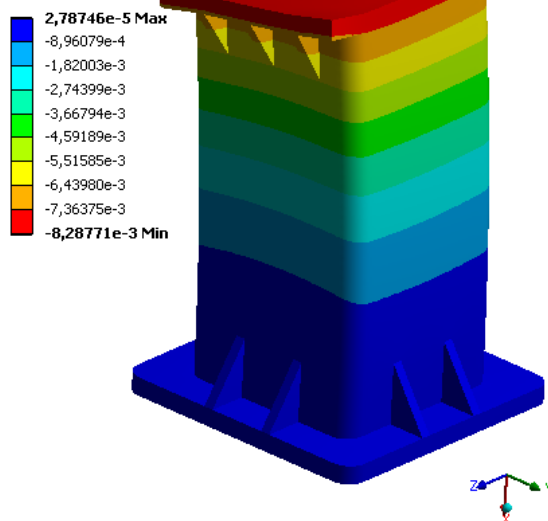
Directional Deformation  
 Type: Directional Deformation(X Axis)  
 Unit: mm  
 Global Coordinate System  
 Time: 1  
 18.5.2017 18:28



Stojan varianta B, namáhání na ohyb -osa X

**H: 4HR OHYB Y (M)**

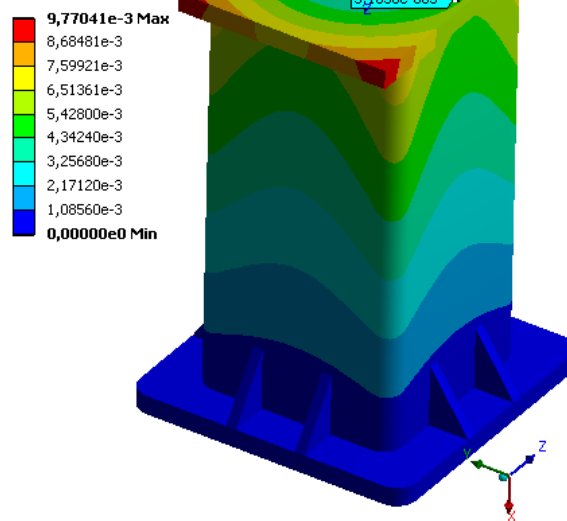
Y  
 Type: Directional Deformation(Y Axis)  
 Unit: mm  
 Global Coordinate System  
 Time: 1  
 18.5.2017 18:32



Stojan varianta B, namáhání na ohyb -osa Y

**I: 4HR KRUT**

Directional Deformation  
 Type: Directional Deformation(Y Axis)  
 Unit: mm  
 Coordinate System  
 Time: 1  
 18.5.2017 18:35

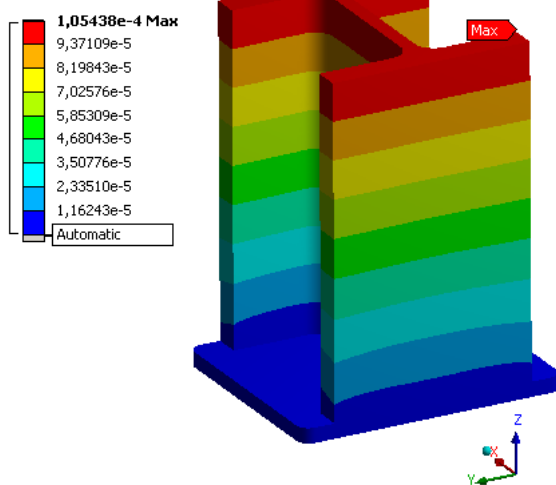


Stojan varianta B, namáhání na krut



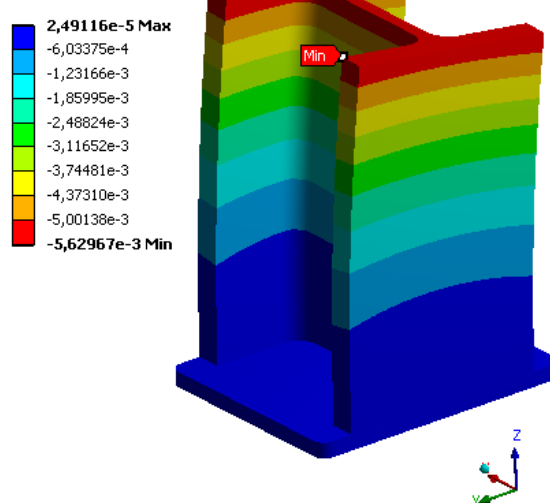
**A: HEM TAH**

Directional Deformation  
Type: Directional Deformation(Z Axis)  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
Time: 1  
18.5.2017 16:36



**C: HEM OHYB X (M)**

Y  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
Time: 1  
18.5.2017 16:40

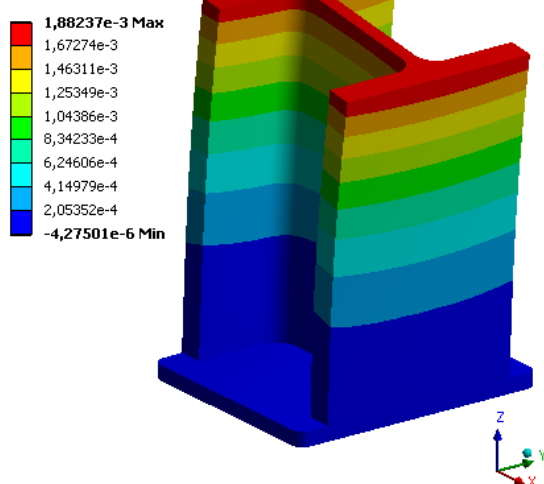


Stojan varianta C, namáhání na tah

Stojan varianta C, namáhání na ohyb – osa X

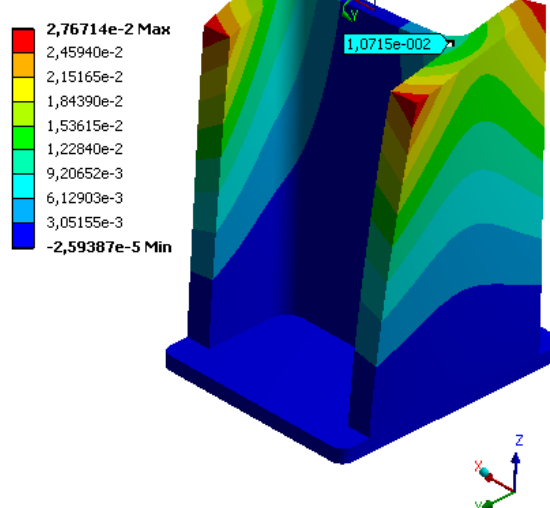
**B: HEM OHYB Y (M)**

X  
Type: Directional Deformation(X Axis)  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
Time: 1  
18.5.2017 16:39



**D: HEM KRUT**

Directional Deformation  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Unit: mm  
Coordinate System  
Time: 1  
18.5.2017 16:59



Stojan varianta C, namáhání na ohyb – osa Y

Stojan varianta C, namáhání na krut